



Universidad
Politécnica
de Cartagena



industriales
etsii UPCT

**PREPARACIÓN DE UN MODELO TERMODINÁMICO
DE UN MOTOR GENERADOR DIÉSEL RÁPIDO.
OBTENCIÓN DE LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR E
IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO EN AVL BOOST.**

Titulación: Ingeniería Industrial
Intensificación: Sistemas Eléctricos.
Alumno/a: Juan Melgarejo Otálora.
Director/a/s: José Hernández Grau.
Francisco Vera García.

Cartagena, 28 de septiembre de 2015

AGRADECIMIENTOS.

En primer lugar me gustaría agradecer a mi familia la confianza y el esfuerzo que han depositado en mí durante toda la carrera. A mis padres, Juan y M^a Magdalena, por enseñarme a no ponerme límites y hacerme comprender la cultura del esfuerzo y el trabajo bien hecho: no estaban equivocados cuando me alentaban a acabar este camino. A mi hermano Pedro José, por ser mi apoyo incondicional y ánimo desde que tengo uso de razón. A mis tíos Pedro y Gloria, y mis primos del mismo nombre por ser la alegría de la familia. Y en especial a mis abuelos, Pedro y Dolores: ellos son los que me hacen apreciar la vida desde el punto de vista de la experiencia y me han recompensado enseñándome más de lo que nunca seré capaz de asimilar. De alguna manera, un pequeño trozo de cada uno de vosotros está en este proyecto.

A Lorena. Porque es capaz de levantarme el ánimo en cualquier momento, porque es capaz de entenderme y apoyarme, sacrificar vacaciones y días libres por estar a mi lado y por su infinita paciencia con una persona tan acostumbrada a quejarse. Porque es más que una pareja. Muchas gracias.

A mis amigos, por ser conscientes de mis objetivos y no dejarme desistir en ningún momento. Por estar en todo momento a mi lado. Por el simple hecho de llevar tantos años juntos y seguir siendo amigos.

A Babel, porque son mis compañeros en ese extraño mundo que es la música. Sin ellos sería muy difícil haber sobrellevado estos dos últimos años.

A mis compañeros de la Academia Optativa, por ayudarme en todo lo que necesité y por estar a mi lado toda la carrera.

A mis compañeros de carrera, con los que he compartido más resignaciones que alegrías, pero hemos compartido experiencias, que es importante.

A Francisco Vera y José Hernández Grau por dirigir de este proyecto. Espero que esté a la altura de vuestras expectativas, hay muchas horas y esfuerzo invertidos en este trabajo.

A José Antonio Pagán, por su atención, rapidez, empatía y sentido práctico. Muchas gracias por haberme proporcionado toda la información necesaria para la realización de este proyecto, siempre rápido, explicado todo de una manera sencilla y eficaz. De nuevo, muchas gracias.

Y por último, pero no menos importante, a Daniel Albaladejo. En este proyecto hay una gran parte de ti en forma de esfuerzo y ganas de aprender. Has sido la pieza clave de este rompecabezas que ha supuesto el final de la carrera. Aún no sé cómo agradecértelo y dudo que pueda pagártelo algún día. Miles de gracias.

ÍNDICE	PÁG.
Introducción. Objetivo del proyecto.	5
Capítulo 1. Adquisición y tratamiento de datos de ensayos. Selección de registros de datos.	7
1.1. Descripción general del motor de estudio.	9
1.2. Proceso de adquisición de datos. Instalación de sensores.	9
1.2.1. Instalación de sensores.	9
1.2.2. Sistema de procesado de señales de presión en cilindro.	13
1.2.3. Software de adquisición de datos.	14
1.2.4. Ejemplo de utilización del software para el motor MTU 12V396.	25
1.2.5. Exportación de datos a archivos de Excel.	27
1.3. Análisis de los registros de presión cilindro mediante el programa Microsoft Excel.	28
1.3.1. Uso de filtrado. Justificación y filtrado a 750 Hz.	28
1.3.2. Análisis de los registros de presión en el cilindro mediante el uso de Excel.	31
1.4. Comparación de los registros obtenidos en 2013 con el estudio de referencia (registros de 2010).	41
1.5. Conclusiones del Capítulo 1.	48
Capítulo 2. Modelado de la combustión a partir de medidas de presión y volumen en el cilindro. Ley de dos Wiebes.	49
2.1. El proceso de combustión en motores de combustión interna alternativos.	51
2.2. Proceso de combustión en motores de encendido por compresión (MEC).	51
2.2.1. Fases de la combustión.	52
2.2.2. Aporte del combustible y mezclado en el cilindro.	54
2.3. Obtención de las curvas DFQL y FQL.	54
2.4. Obtención de las curvas DFQL y FQL experimentales.	57
2.4.1. Cálculo de la curva de velocidad de liberación de calor, DFQL.	57
2.4.2. Proceso de cálculo de la curva de calor liberado acumulado o fracción de masa quemada, FQL.	58
2.4.3. DFQL original, DFQL corregida y FQL de nuestros datos experimentales.	59
2.5. Modelización de la combustión. Modelo de combustión de Wiebe.	64
2.5.1. El modelo de combustión de Wiebe.	64
2.5.2. Modelo de combustión seleccionado para nuestra aplicación. Parámetros y restricciones.	66
2.5.3. Obtención de parámetros. Regresión múltiple no lineal. Uso del programa OriginPro 8.	67
2.5.4. Resultados del ajuste de las leyes de Wiebe.	72
2.5.5. Evolución de los parámetros con la carga y la presión media efectiva.	83
2.6. Conclusiones del Capítulo 2.	88
Capítulo 3. Cálculo de dimensiones para el modelado del motor.	91
3.1. Dimensiones y geometría para el modelado del motor.	93
3.2. Sistema de admisión.	93
3.2.1. Conductos (pipas) de admisión.	93
3.2.2. Colector de admisión.	96
3.3. Sistema de escape.	99
3.3.1. Conductos (pipas) de escape.	99
3.3.2. Colector de escape.	102
Capítulo 4. Caracterización de las válvulas. Cálculo de curvas de levantamiento y coeficiente de flujo.	107

4.1. Caracterización de las válvulas de admisión y escape.	109
4.2. Levantamiento de válvulas en relación al ángulo de giro del cigüeñal.	109
4.3. Obtención de los coeficientes de flujo.	111
4.4. Caracterización de la válvula de admisión.	115
4.4.1. Curva de levantamiento – ángulo.	115
4.4.2. Obtención de la curva de coeficientes de flujo – levantamiento a partir del coeficiente de flujo medio.	117
4.5. Caracterización de la válvula de escape.	125
4.5.1. Curva de levantamiento – ángulo.	125
4.5.2. Obtención de la curva de coeficientes de flujo – levantamiento a partir del coeficiente de flujo medio.	127
4.6. Conclusiones del Capítulo 4.	127
<i>Capítulo 5. Modelado del motor mediante el programa AVL BOOST.</i>	129
5.1. El programa AVL BOOST.	131
5.2. El proceso de modelado.	131
5.3. Introducción de datos en AVL BOOST.	135
5.4. Simulación y resultados.	142
5.4.1. Simulación.	142
5.4.2. Resultados obtenidos de la simulación. Comparación con medidas obtenidas en los ensayos.	143
5.5. Conclusiones del Capítulo 5.	147
<i>Capítulo 6. Conclusiones y objetivos conseguidos. Futuros desarrollos.</i>	149
6.1. Conclusiones y objetivos conseguidos.	151
6.2. Futuros desarrollos.	153
Bibliografía.	155
<i>Anexo I. Resultados del tratamiento de datos para todas las cargas.</i>	157
A1.1. Resultados y gráficos obtenidos para el 100% de carga.	159
A1.2. Resultados y gráficos obtenidos para el 75% de carga.	161
A1.3. Resultados y gráficos obtenidos para el 50% de carga.	164
A1.4. Resultados y gráficos obtenidos para el 25% de carga.	166
A1.5. Resultados y gráficos obtenidos para el 10% de carga.	169
<i>Anexo II. Uso del programa OriginPro 8. Proceso seguido para calcular las leyes de liberación de calor.</i>	173
A2.1. Regresión múltiple no lineal.	175
A2.2. Inferencia estadística en regresión múltiple no lineal.	175
A2.3. Manejo del programa OriginPro 8. Aplicación para el cálculo de las funciones de Wiebe.	177
A2.3.1. Creación de un archivo .FDF. Herramienta Fitting Function Organizer.	177
A2.3.2. Introducción de los datos experimentales en OriginPro 8.	181
A2.3.3. Regresión lineal múltiple. Herramienta Nonlinear Curve Fit.	182
<i>Anexo III. Levantamiento de las válvulas de admisión y escape con respecto al giro del cigüeñal.</i>	189
A3.1. Levantamiento de las levas y válvula de admisión.	191
A3.2. Levantamiento de las levas y válvula de escape.	196

INTRODUCCIÓN. OBJETIVO DEL PROYECTO.

Los motores de combustión interna alternativos supusieron un gran avance a principios del siglo XX para el transporte terrestre y marítimo, reemplazando a la máquina de vapor en ese propósito. Hacia la mitad del citado siglo comenzó su aplicación como máquina acoplada a un generador eléctrico con el objetivo de producir energía.

Los motores de tipo estacionario como el estudiado en este proyecto trabajan a un régimen de giro y carga fijo (normalmente plena carga), acoplando la energía proporcionada por el motor a la energía que debe proporcionar el alternador asociado al mismo. El motor de estudio que se describirá en los siguientes capítulos utiliza un combustible diésel y se emplea para generación eléctrica en transportes marítimos, aunque también puede ser utilizado como propulsor.

El objetivo de este proyecto es realizar un estudio integral del motor, partiendo desde la adquisición de datos en ensayos realizados y su posterior tratamiento y llegando hasta la caracterización de los elementos que componen el motor y su implementación en un modelo unidimensional que logre simular su comportamiento fielmente.

Este modelo unidimensional servirá, posteriormente, para su transformación en un modelo cero-dimensional (aplicación programada) que sea capaz de predecir el comportamiento del motor, realizar un diagnóstico en tiempo real el mismo y detectar fallos y anomalías.

**CAPÍTULO 1. ADQUISICIÓN Y TRATAMIENTO DE DATOS DE
ENSAYOS. SELECCIÓN DE REGISTROS DE DATOS.**

1.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL MOTOR DE ESTUDIO.

El objetivo de este proyecto es la creación de un modelo unidimensional de un motor estudiado en banco de ensayos. En los siguientes capítulos se abordarán los cálculos seguidos para conseguir el modelo, mientras que en este primer capítulo se detallará el proceso seguido para la adquisición de datos del banco motor y su tratamiento posterior.

Antes de proceder a la descripción de los equipos utilizados y el software empleado para efectuar las mediciones pasaremos a conocer algunas características generales del motor de estudio: se trata de un motor de combustión interna alternativo de tipo estacionario empleado para generación eléctrica (como excepción aplicable para propulsión marina), por lo tanto hablamos de un motor que funcionará a un régimen de giro y potencia prácticamente fijos (estacionario); que utiliza Diésel como combustible y de potencia nominal 1200 kW. El motor ha sido ensayado a velocidad fija en el banco, regulando su régimen de carga (potencia entregada) para conseguir medidas en regímenes de plena carga (100%), cargas parciales del 75%, 50%, 25%, 10% y motor arrastrado (0%).

En la *Figura 1.1.* se muestran algunas características generales:

CARACTERÍSTICAS GENERALES MOTOR MTU 12V396	
Potencia plena carga (kW)	1200
Nº de cilindros	12
Cilindrada total (L)	47.47
Velocidad de ensayo (rpm)	1800
Combustible	Diésel
Ángulo de inyección (º)	339º (21º antes TDC)
Tipo de inyección	Directa
Atmosf./Sobrealimentado	Sobrealimentado

Figura 1.1. Características generales MTU 12V396.

1.2. PROCESO DE ADQUISICIÓN DE DATOS.

1.2.1. Instalación de sensores.

Para el procesado de datos posterior la magnitud a medir es la presión en el cilindro con respecto al ángulo de giro del cigüeñal, así como el volumen instantáneo desplazado quedando determinado el diagrama indicador. Para la obtención de dicho diagrama son necesarios dos sensores: sensores de referencia angular que permitan obtener indirectamente el volumen de manera precisa y transductores de presión en el interior del cilindro. En este apartado se describen las soluciones de instrumentación y montaje adoptadas en el motor MTU 12V396 para este propósito.

A modo de resumen, el sistema de medida del motor MTU12V396 consta de:

- Transductor de tipo piezoeléctrico para medida de presión cilindro y amplificador de carga asociado.
- Transductor de tipo piezorresistivo para medida de presión de admisión y amplificador de carga asociado.
- Sensor magnético de ángulo girado por el cigüeñal.
- Transductor fotoeléctrico para la medida de posición del punto muerto superior (TDC).
- Módulo de entradas analógicas NI 9215 montado sobre un controlador compacto CompactRIO.
- Ordenador personal desde donde se controla la adquisición y tratamiento de datos con el software desarrollado por el Departamento de Fluidos y Máquinas Térmicas de la Universidad Politécnica de Cartagena.

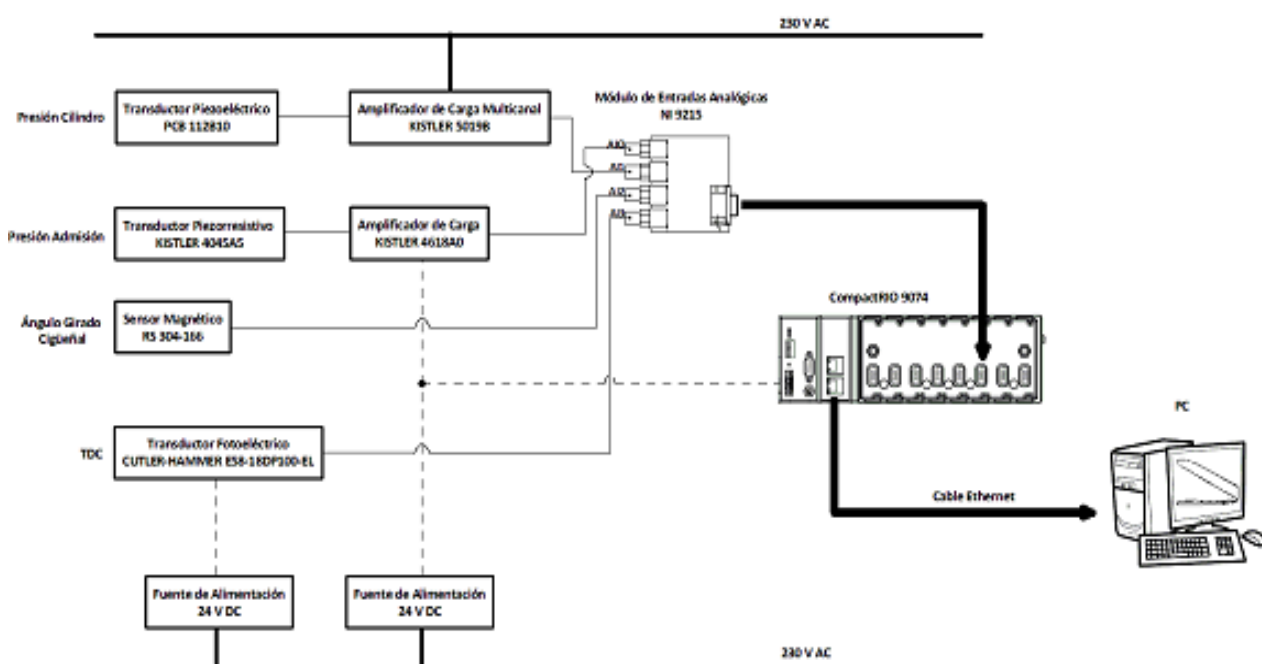


Figura 1.2. Esquema de la cadena de medida empleada para el motor MTU 12V396.

A continuación se pasa a describir algunos de los elementos de la cadena de medida:

1. Sensores de referencia angular.

En el cigüeñal se encuentra un volante de inercia con dos superficies diferenciadas: una parte dentada y otra parte no dentada en la que se encuentran las marcas que indican el punto muerto superior de cada uno de los 12 cilindros. Por ello, se opta por la colocación de:

- Un sensor magnético o pick-up enfrente a los dientes del volante de inercia.
- Un sensor óptico enfrente a la parte no dentada del volante de inercia, donde se coloca un suplemento en la marca del TDC del cilindro 1A.

El sensor magnético se monta en un agujero roscado libre que tiene el motor para permitir medidas de este tipo como se indica en la *Figura 1.3.*:



Figura 1.3. Volante de inercia, flanco dentado y marcas de referencia angular vistas a través de la campana.

Para realizar el montaje del sensor óptico, se realiza un accesorio a medida que se fija al bloque motor en el que se enrosca. El sensor óptico queda solidario al bloque y enfocando en dirección perpendicular al volante de inercia, enfrente a una cabeza de tornillo enroscada en la marca que indica el punto muerto superior (TDC) del cilindro 1A.

El transductor magnético debe colocarse centrado en los dientes, al igual que el sensor óptico lo debe hacer en las marcas de referencia de punto muerto superior. El primero se encuentra perfectamente centrado ya que se instala en un hueco diseñado por el fabricante. Las medidas proporcionadas por el segundo, sin embargo, requieren un mejor ajuste y medidas de comprobación que corroboren el soporte diseñado para su colocación está perfectamente centrado.

A continuación se muestra el montaje final de la instrumentación para medida de la referencia angular.

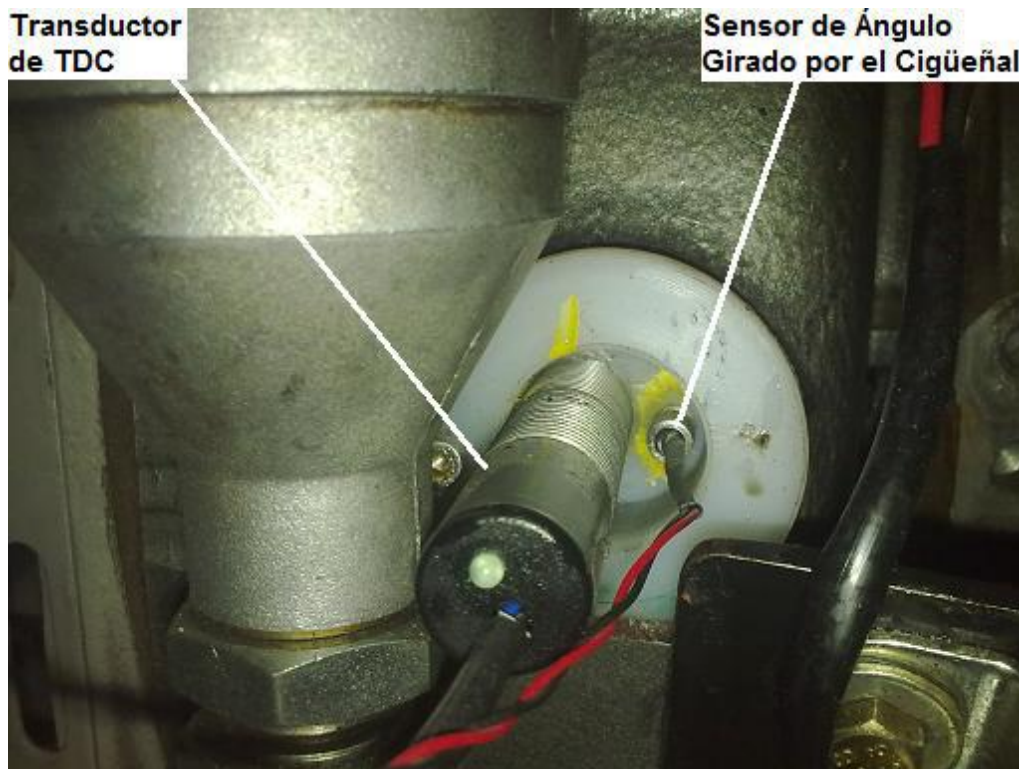


Figura 1.4. Montaje para la medida de referencia angular.

2. Transductor piezoeléctrico para medida de presión en cilindro.

Se dispone del sensor piezoeléctrico PCB modelo 112B10 para medida de presión en cilindro. Su baja sensibilidad a efectos térmicos transitorios que alteren las mediciones, tamaño compacto y mínima distorsión de partida lo hacen ideal para la medida de presión en motores de combustión.

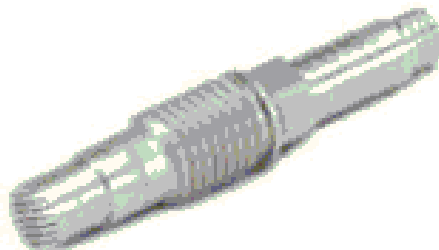


Figura 1.5. Sensor piezoeléctrico para medidas de presión en cilindro.

1.2.2. Sistema de procesamiento de señales de presión en cilindro.

Para el procesamiento de datos procedentes de la cadena de medida se ha utilizado una aplicación que referencia la adquisición de las señales de presión del cilindro referida a las posiciones angulares del cigüeñal.

Al ejecutar la aplicación se abre la ventana que permite seleccionar una de las dos aplicaciones de tratamiento de datos de presión cilindro:

- Ajuste de punto muerto superior.
- Adquisición y tratamiento de datos de presión cilindro.

El sistema integra algoritmos y procedimientos para la reducción de errores en la medida de presión y choque térmico, implementa el procedimiento multi-método para la determinación del nivel de presión absoluta (pegging signal), así como algoritmos de corrección de errores. El sistema de medida, en conjunto con la aplicación desarrollada pretende determinar el hardware y software necesario para disponer de la información que se puede obtener de la presión en cilindro de forma conjunta con la información de la propia monitorización del motor. Las características más relevantes que hacen idóneo al sistema para el proyecto son:

1. Adquisición.

- Registro señales analógicas sobre 20 canales a 100 muestras/s.
- Referencia la adquisición de señales de presión a la señal de posición del cigüeñal.
- Sincroniza la medida con el sistema de monitorización de los principales parámetros de operación del motor.

2. Procesamiento.

- Capacidad de procesar en tiempo real los algoritmos de corrección de la medida de presión.
- Calcular en tiempo real las características de la combustión para cada cilindro y para cada ciclo de termodinámico (presión máxima, máximo gradiente de presión, presión media indicada, ángulos de inicio y final de la combustión, temperatura media de combustión y calor liberado en la combustión).

3. Registro.

- Integra dispositivos de almacenamiento masivo para el registro de los parámetros de la combustión y del motor en cada modo de funcionamiento.
- Dispone de la capacidad de almacenamiento de curvas de presión en las condiciones de operación que se consideren oportunas.

4. Visualización.

- Disponer de pantallas para introducir los parámetros de los modos de funcionamiento del sistema e introducir la geometría del motor.

1.2.3. Software de adquisición de datos.

La aplicación se abre al hacer pulsar sobre el icono mostrado en la ilustración *Figura 1.6*.



Figura 1.6. Icono de la aplicación.

Al arrancar la aplicación se abre la ventana de la *Figura 1.7.*, que permite ejecutar cualquiera de las dos aplicaciones de tratamiento de datos de presión en cilindro: ajuste de punto muerto superior o adquisición y tratamiento de datos de presión cilindro.

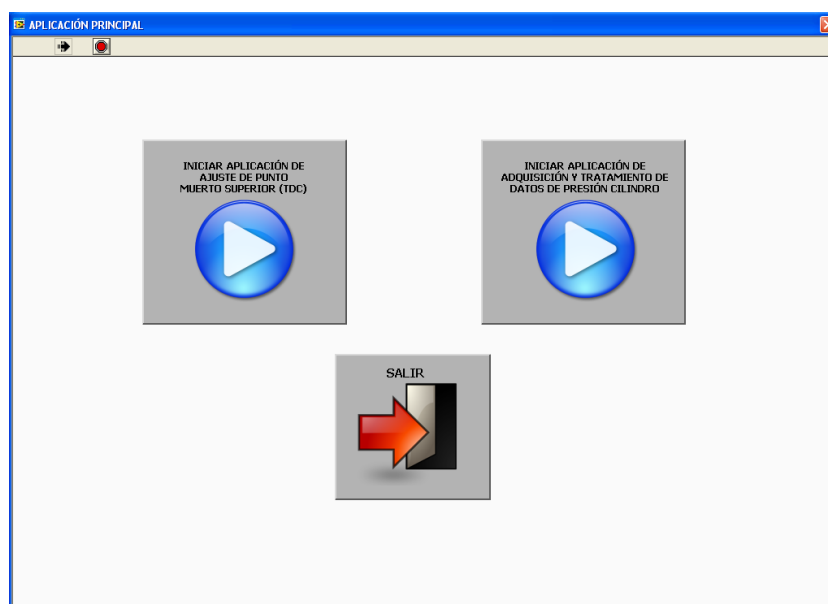


Figura 1.7. Ventana de inicio de la aplicación.

1. Determinación del punto muerto superior (TDC).

Al pulsar en la pantalla anterior el botón de *INICIAR APLICACIÓN DE AJUSTE DEL PUNTO MUERTO SUPERIOR (TDC)*, se abre la ventana de la Figura 1.8. En primer lugar se encuentra un cuadro de *CONTROL DEL CICLO DE ADQUISICIÓN*. Estos controles (a introducir por el usuario) definen los dientes que componen el volante de inercia (necesario para la referencia angular) y el inicio de la adquisición, es decir, el disparo por flanco del transductor óptico y por nivel de presión cilindro, para iniciar el muestreo de señales en el final de la carrera de compresión.

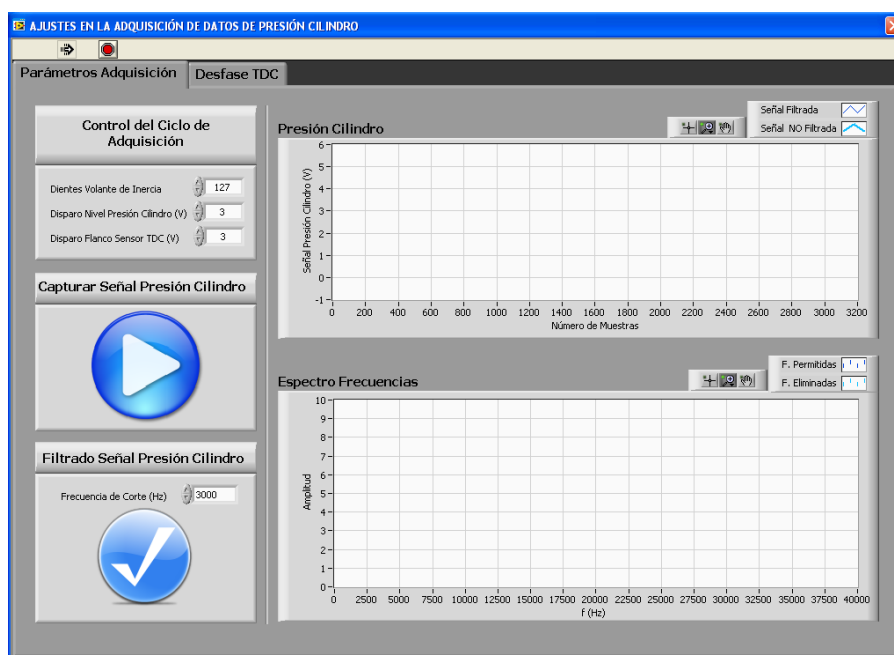


Figura 1.8. Ajuste de la frecuencia de corte (aplicación ajuste de TDC).

En esta pantalla, al pulsar el botón de CAPTURAR SEAL PRESIÓN CILINDRO aparece la señal de presión cilindro en la gráfica para determinar la frecuencia de corte del filtrado digital a aplicar a la señal (Figura 1.9.). Dicho filtrado se hace a través de una transformada rápida de Fourier (FFT), cuya frecuencia de corte la establece el usuario.

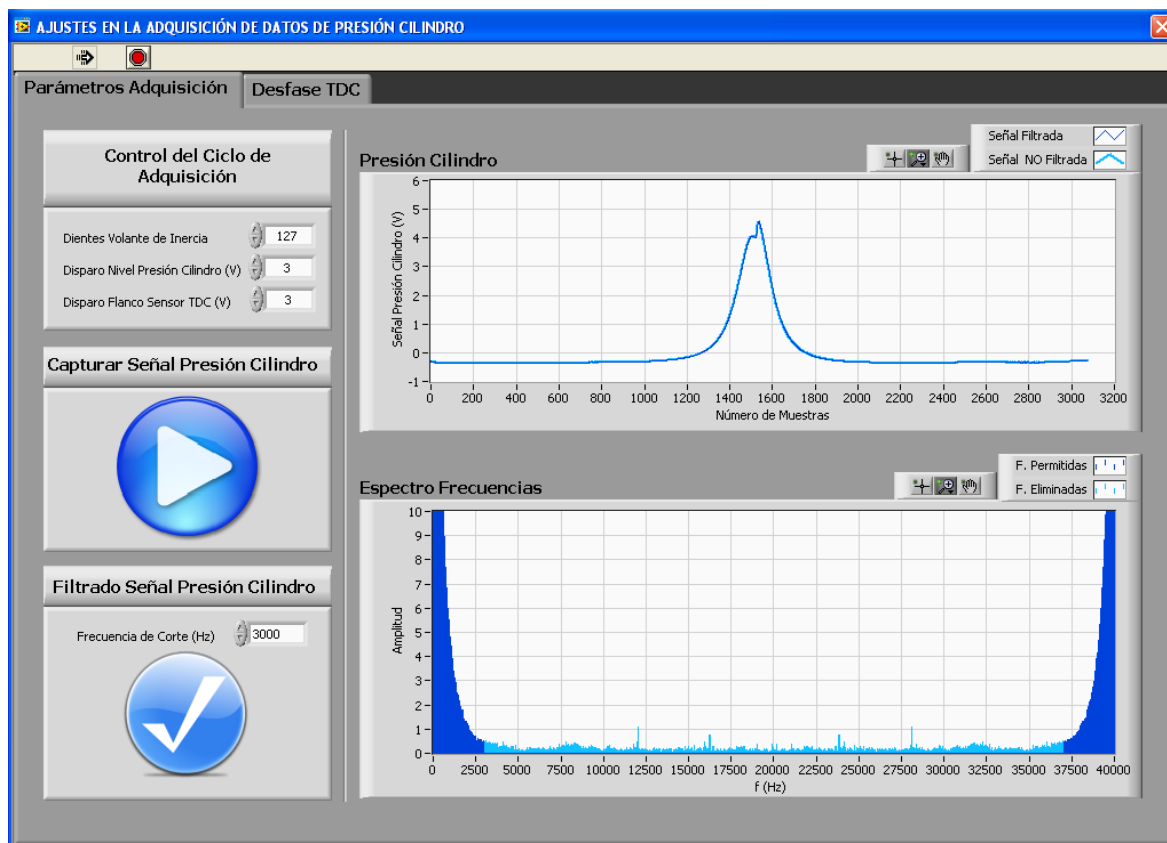


Figura 1.9. Señal de presión cilindro y su espectro de frecuencias.

Una vez se ha fijado la frecuencia de corte, se puede pasar a la siguiente pestaña de Desfase de TDC (Figura 1.10.). Antes de pulsar el botón de LANZAR ADQUISICIÓN se han de definir tanto la resolución deseada de cálculo a partir de la resolución mínima que aparece en el indicador como el número de ciclos a promediar para definir el desfase de TDC. Al lanzar la adquisición, los ciclos van apareciendo en tiempo real en la gráfica correspondiente. La barra de abajo indica el progreso de la adquisición.

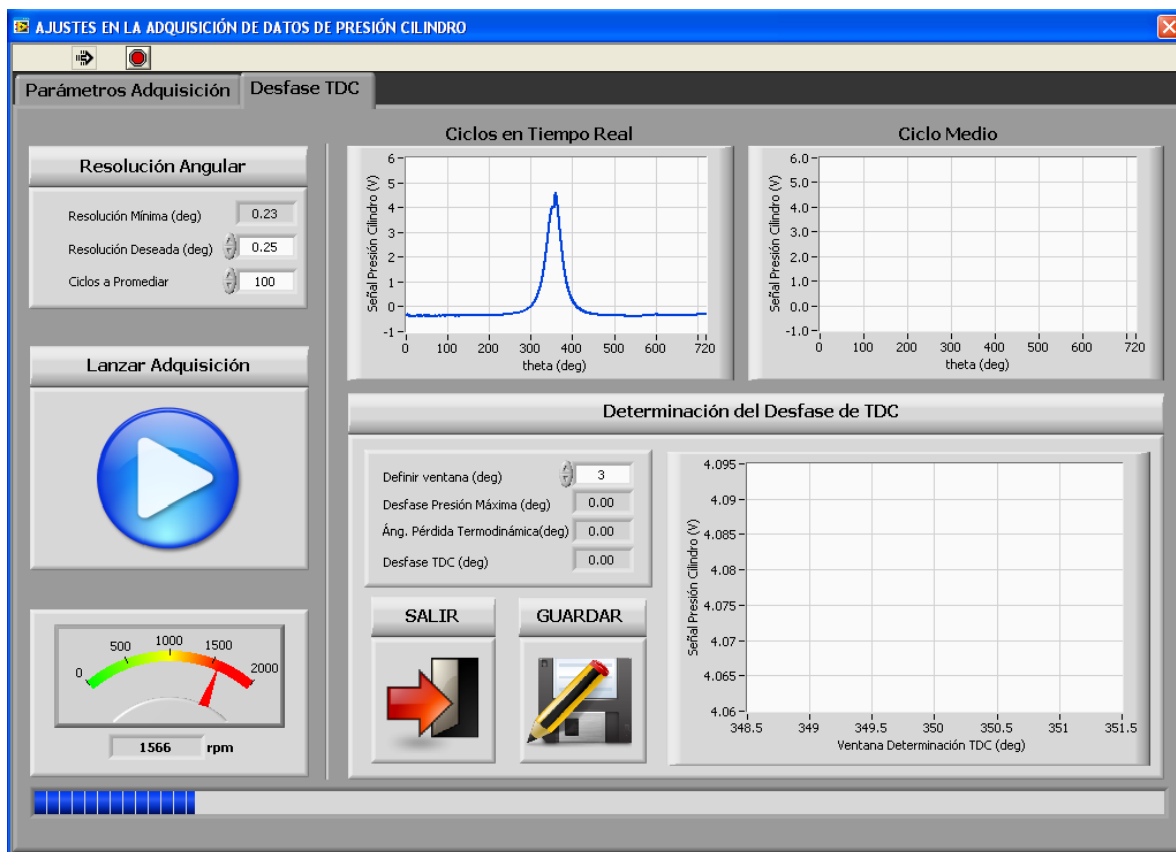


Figura 1.10: Adquisición de ciclos en tiempo real.

Al terminar la adquisición de los ciclos indicados, se representa el ciclo medio, y en la gráfica de determinación de TDC se puede definir la ventana en la que se implementará el método de la bisectriz para el cálculo del ángulo de pérdida termodinámico (*Figura 1.11.*). El ajuste final del TDC será la suma del ángulo de pérdida termodinámico y el desfase entre el punto de presión máxima y 360°, en el caso de ensayo a motor arrastrado; o entre el primer pico de presión y 360°. En la figura indicada, se muestra la aplicación operando sobre un motor a ralentí, es decir, en el segundo caso. El indicador Desviación TDC es el parámetro a introducir en la aplicación de tratamiento.

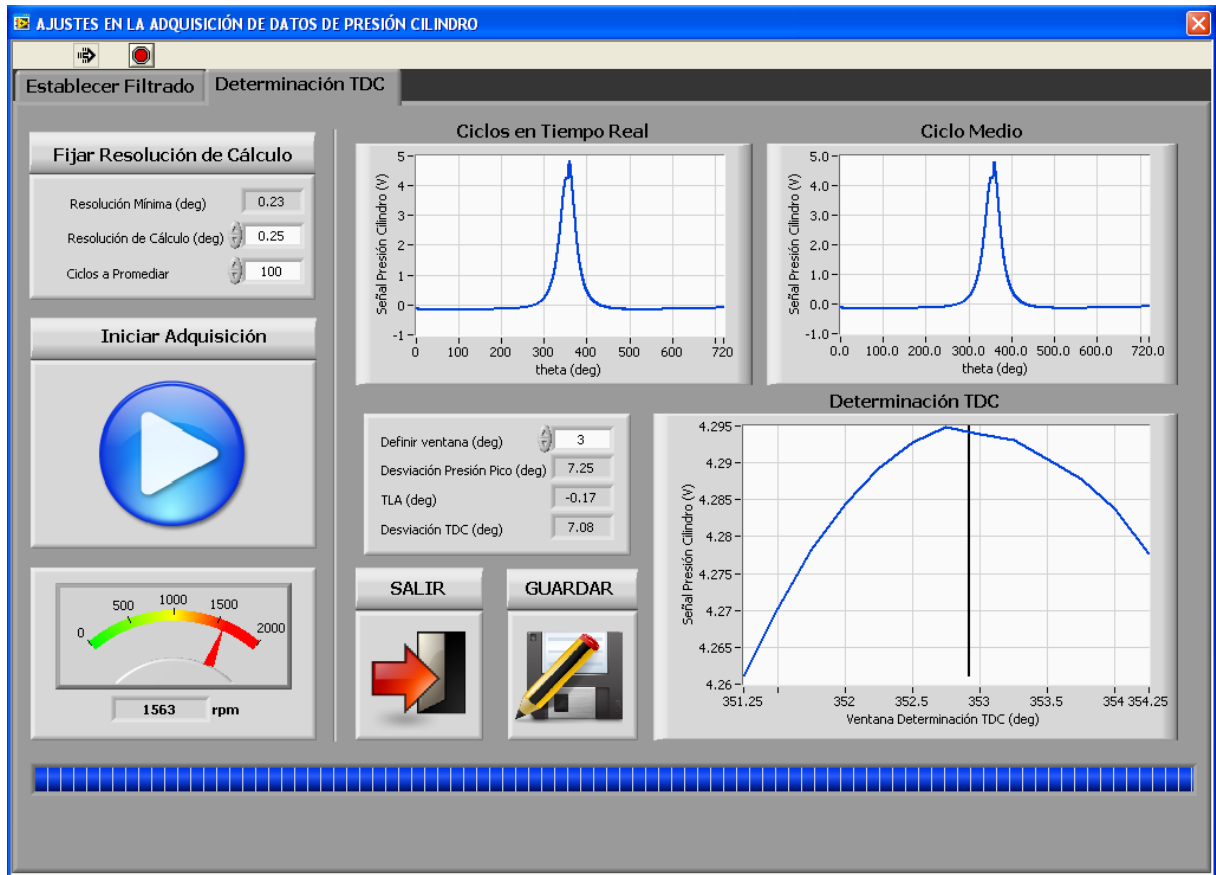


Figura 1.11. Método de la bisectriz implementado en LabView.

2. Adquisición y tratamiento de datos de la Combustión.

Si en la ventana principal se pulsa el botón de *INICIAR APLICACIÓN DE ADQUISICIÓN Y TRATAMIENTO DE DATOS DE PRESIÓN CILINDRO*, se accede a la pantalla de la Figura 1.12. En esta primera pestaña se definen los parámetros de funcionamiento de la aplicación:

- Condiciones de lanzamiento de la adquisición.
- Número de ciclos a promediar.
- Conversión Voltios-bar. Rectas de calibración.
- Parámetros geométricos del motor.
- Diagrama de distribución.
- Gasto de aire y de combustible.
- Desfase de presión de admisión.

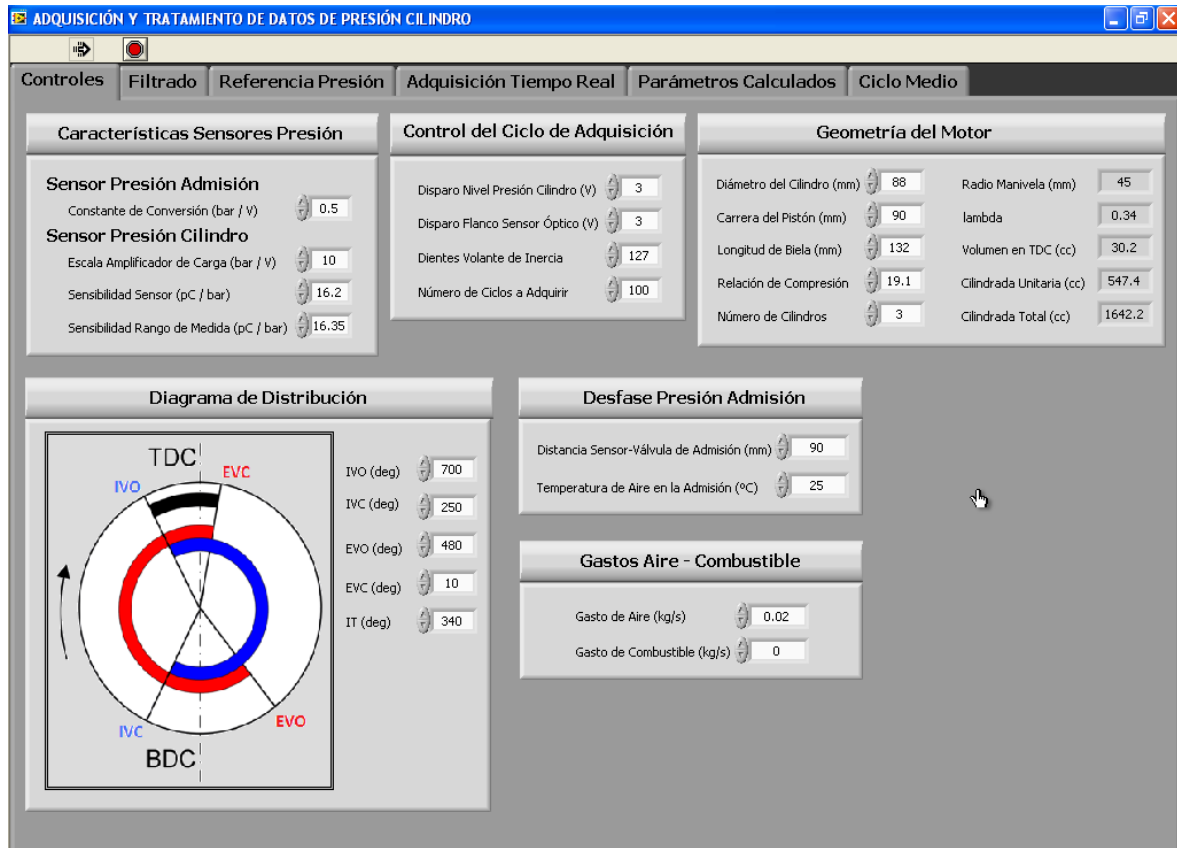


Figura 1.12. Pantalla de ajuste de parámetros de funcionamiento de la aplicación.

El modo de operación de la aplicación es capturar en primer lugar un ciclo, para acondicionar las señales de este primer ciclo, y posteriormente aplicar los diferentes parámetros de acondicionamiento de señales a los restantes ciclos que forman el promediado. Las dos siguientes pestañas del programa muestran la definición del acondicionamiento de señales para obtener finalmente la presión absoluta en el cilindro.

En la siguiente pestaña se procede al filtrado de señales. Al capturar las señales de presión de admisión y cilindro éstas se representan en las gráficas y la frecuencia de corte de la transformada rápida de Fourier es fijada por el usuario (*Figura 1.13*).

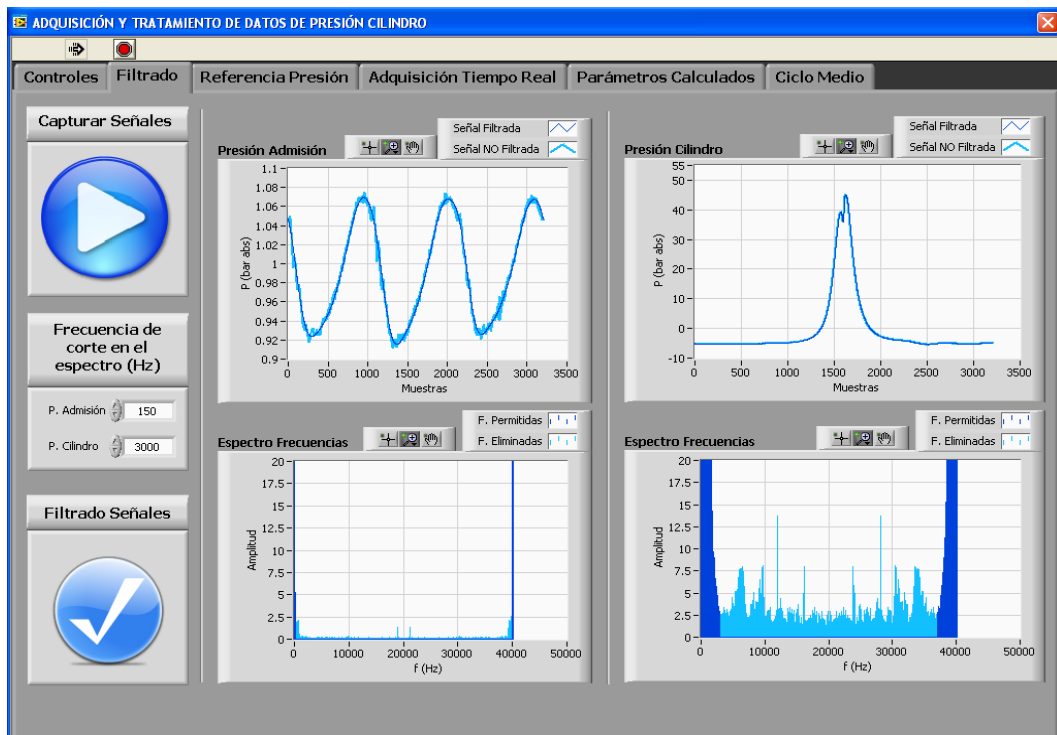


Figura 1.13. Ajuste del filtrado del análisis.

En estas gráficas se dispone de herramientas de zoom para visualizar de mejor manera el efecto del filtrado en las señales (Figura 1.14.).

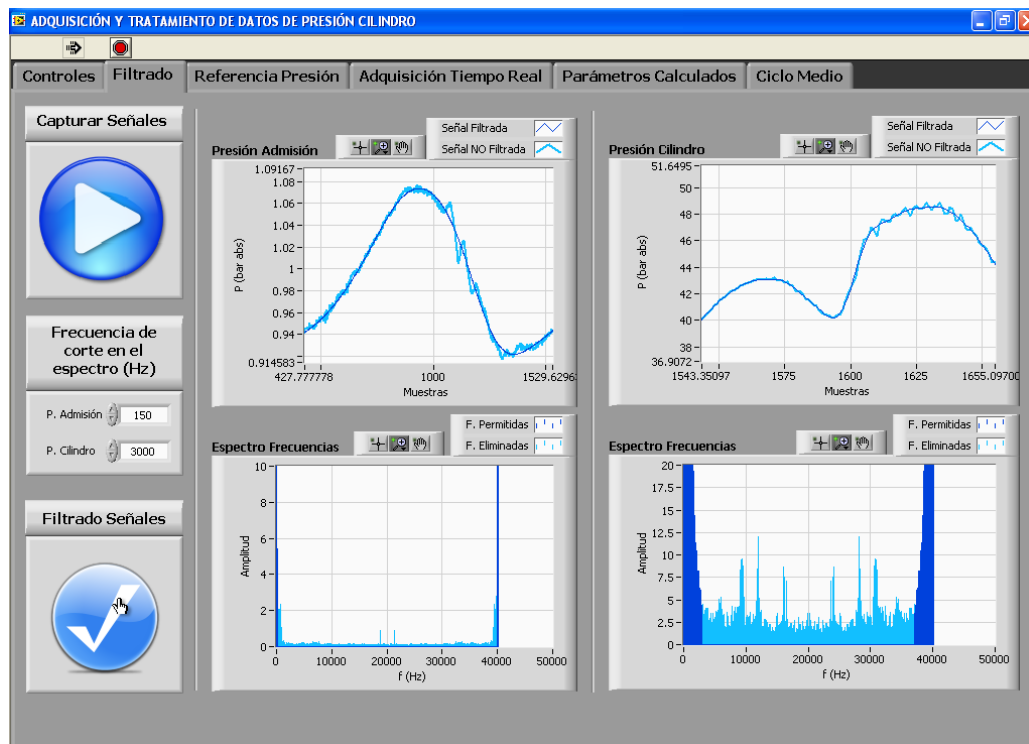


Figura 1.14. Señales filtradas y espectros de frecuencia respectivos.

En la *Figura 1.15*. se muestra la siguiente pestaña del programa, donde se definen la resolución de cálculo requerida, el ajuste de TDC que se determina en la aplicación anterior, y la ventana angular para determinar la presión absoluta en el cilindro (proceso de “pegging signal”). En el botón de *MOSTRAR SEÑALES* se muestra la señal de presión absoluta en el cilindro y de presión de admisión con los parámetros definidos más abajo:

- Determinación TDC (deg): Es el desfase obtenido en el punto anterior, realizando el ensayo a ralentí, entre el flanco que emite el transductor óptico y el TDC real.
- Desfase Admisión (deg): Corresponde al desfase que pudiera haber entre presión de admisión y cilindro, es decir, este parámetro depende de la colocación del sensor de admisión en el colector de entrada de aire.
- Theta aBDC (deg): Ángulo posterior al punto muerto inferior (BDC) en el que se considera velocidad mínima en la entrada de aire y máxima apertura de la válvula de admisión.
- Theta Window (deg): Parámetro del proceso de “Pegging Signal” que define la amplitud del intervalo angular donde se promedia la presión de admisión para obtener la presión de referencia.

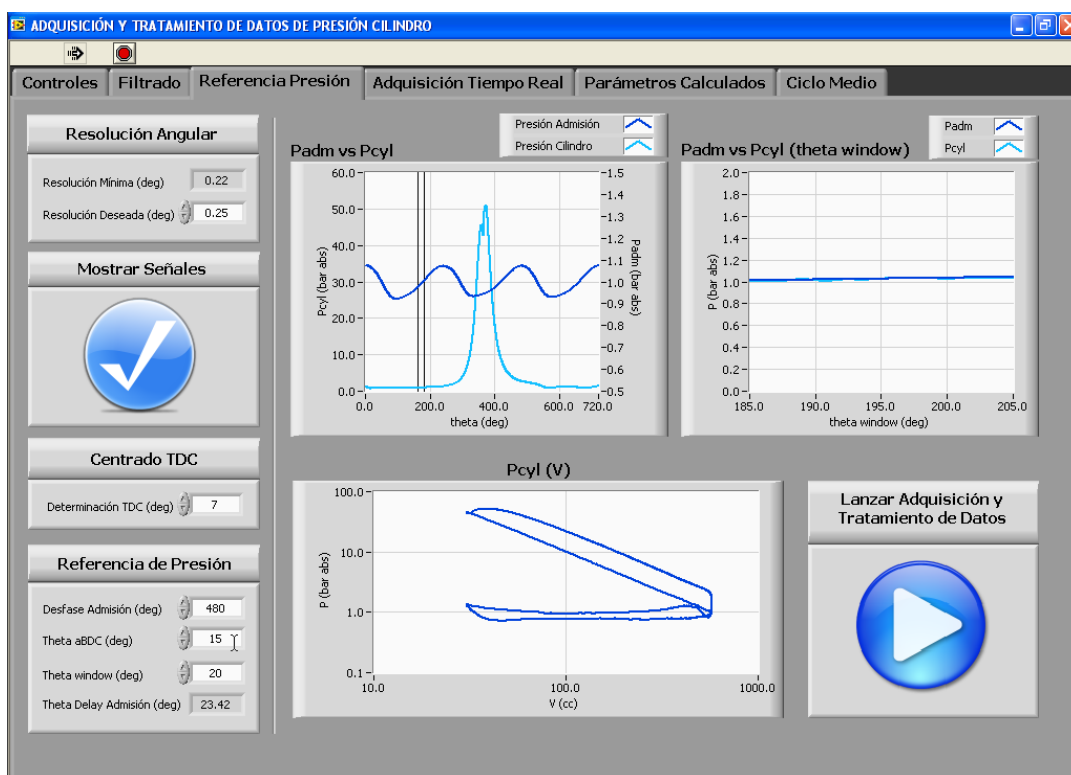


Figura 1.15. Ajuste de TDC y "Pegging Signal".

Llegados a este punto estamos en disposición de adquirir el resto de ciclos definidos para promediar pulsando el botón de *LANZAR ADQUISICIÓN Y TRATAMIENTO DE DATOS*, a los cuales se le aplicará el acondicionamiento definido en las dos pestañas anteriores. Una vez adquiridos el total de ciclos se enciende el indicador de adquisición finalizada (*Figura 1.15.* y *Figura 1.16.*).

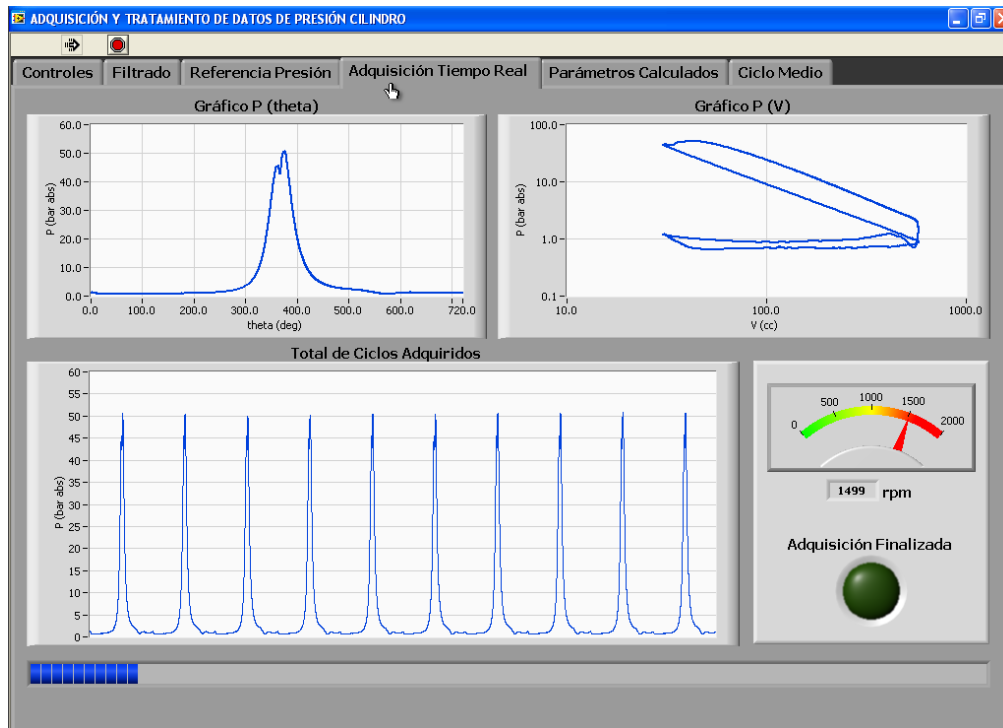


Figura 1.15. Adquisición de ciclos en tiempo real.

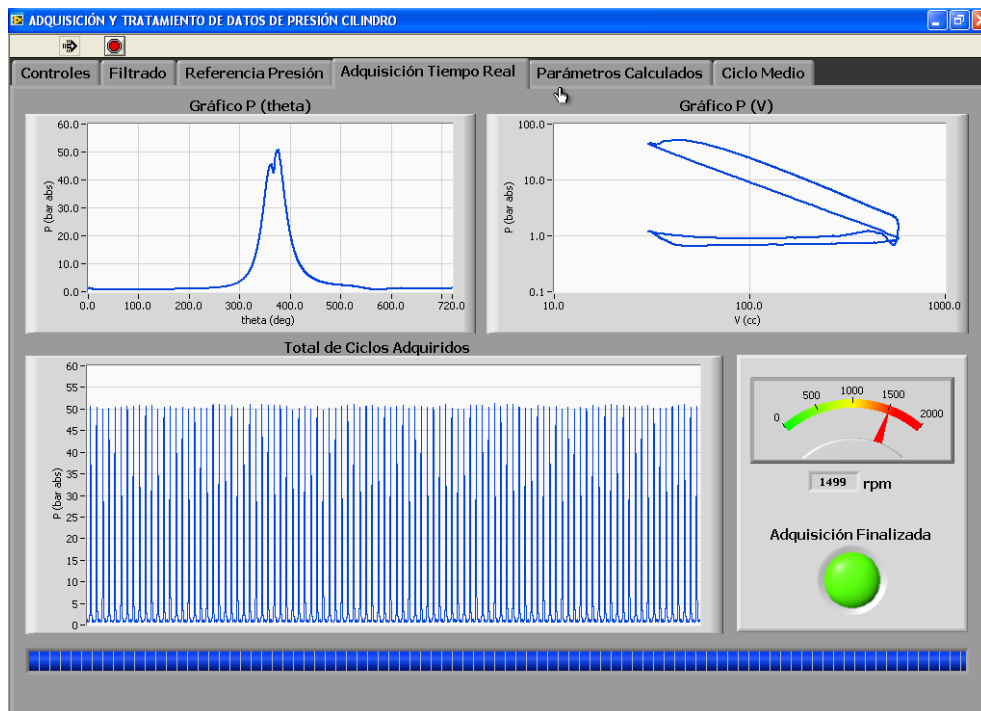


Figura 1.16. Adquisición finalizada.

En la siguiente pantalla se representan los diferentes parámetros de interés calculados para cada uno de los ciclos capturados. En las *Figura 1.17.* y *Figura 1.18.* mostramos dos de los parámetros más importantes: la presión media indicada y el calor liberado por el combustible, respectivamente. Además, se calculan ciertos parámetros estadísticos para las diferentes variables calculadas:

- Valor máximo.
- Valor mínimo.
- Rango.
- Valor medio.
- Desviación típica.
- Coeficiente de variación (%).

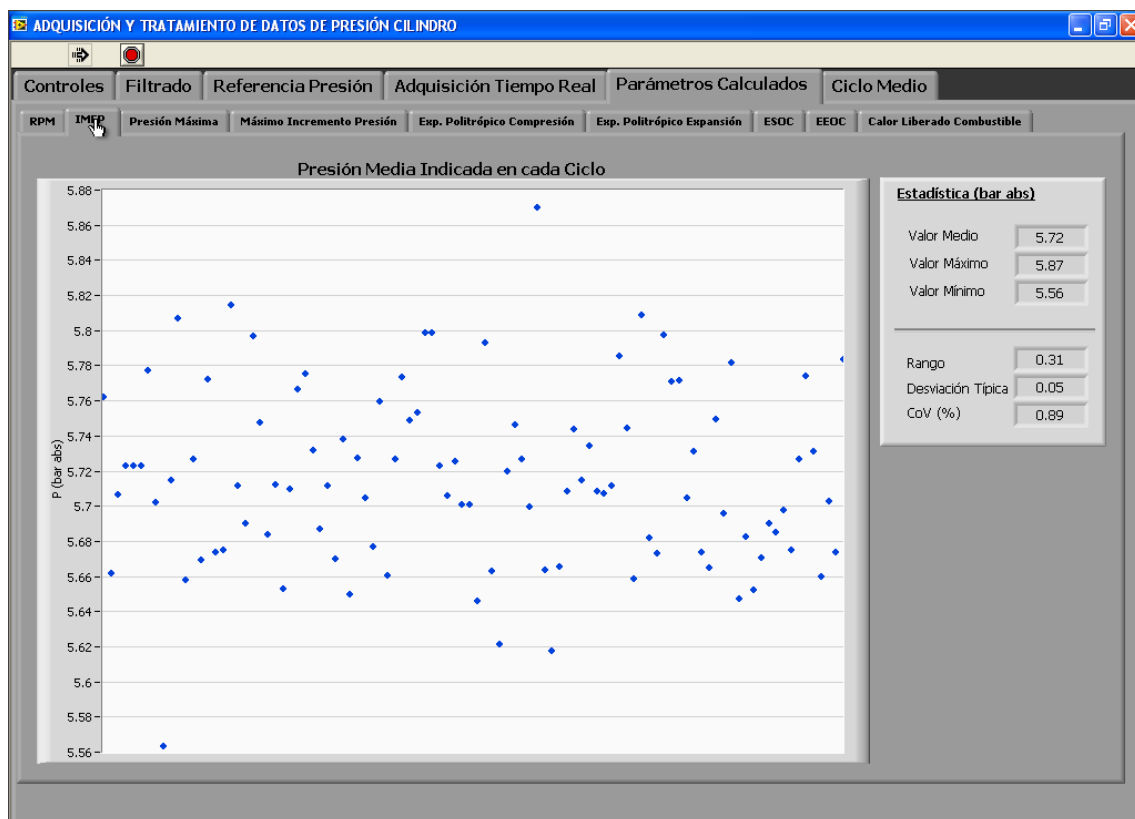


Figura 1.17. Presión media indicada en todos los ciclos.

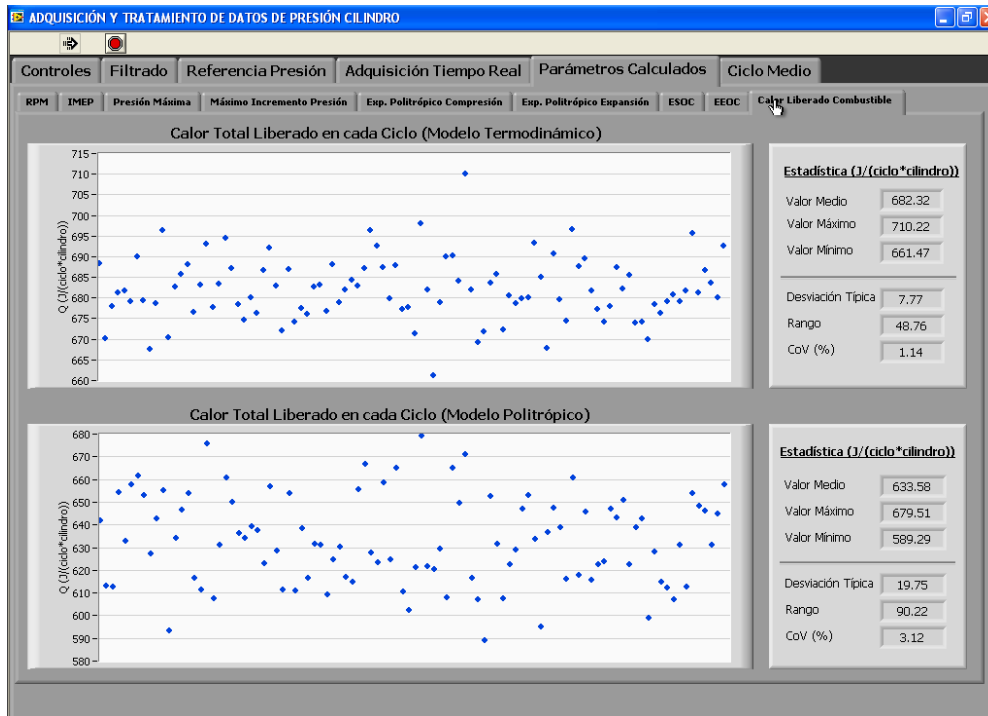


Figura 1.18. Calor liberado por el combustible según dos modelos para todos los ciclos.

En la pestaña de ciclo medio se representan los resultados obtenidos para éste: diagrama indicador (Figura 1.19.), exponentes politrópicos de compresión y expansión, análisis de la combustión y hoja de resultados.

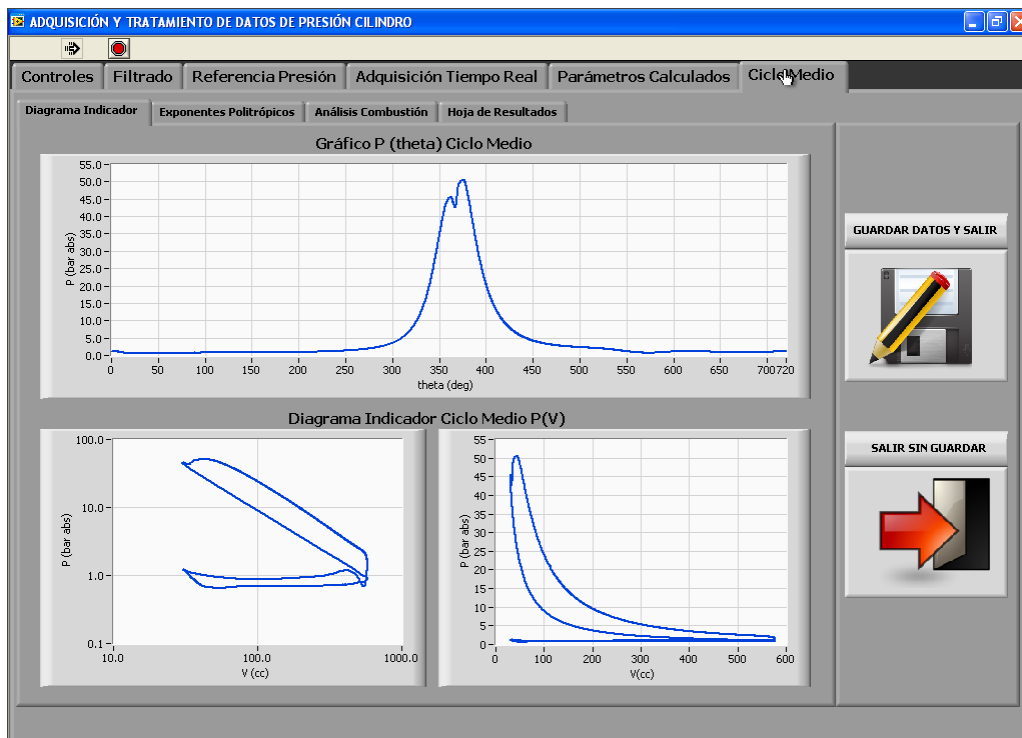


Figura 1.19.: Diagrama indicador del ciclo medio.

En la pestaña de exponentes politrópicos hay unos controles que definen la amplitud de los intervalos angulares de cálculo de dichos exponentes debido a que el transductor de presión cilindro experimenta choque térmico. Una vez definidos estos intervalos, presionando el botón *INICIAR CÁLCULO COMBUSTIÓN*, se procede al cálculo del calor liberado por el combustible y fracción de masa quemada.

1.2.4. Ejemplo de utilización del software para el motor MTU 12V396.

A continuación se recogen algunas capturas de pantalla del software descrito anteriormente realizando la adquisición y tratamiento de datos para el motor de estudio MTU 12V396. Se muestra como ejemplo el punto de plena carga, por ser el más representativo del motor:

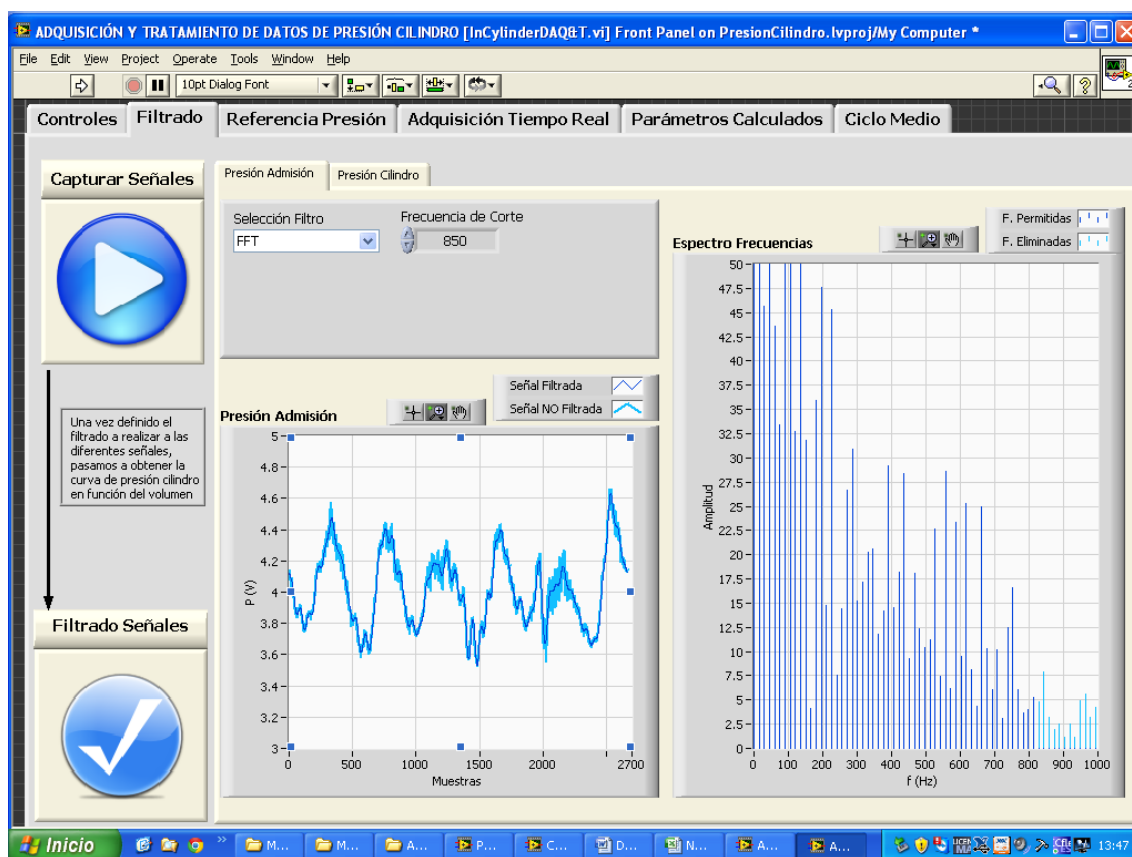


Figura 1.20. Filtrado de la señal del transductor de presión de escape.

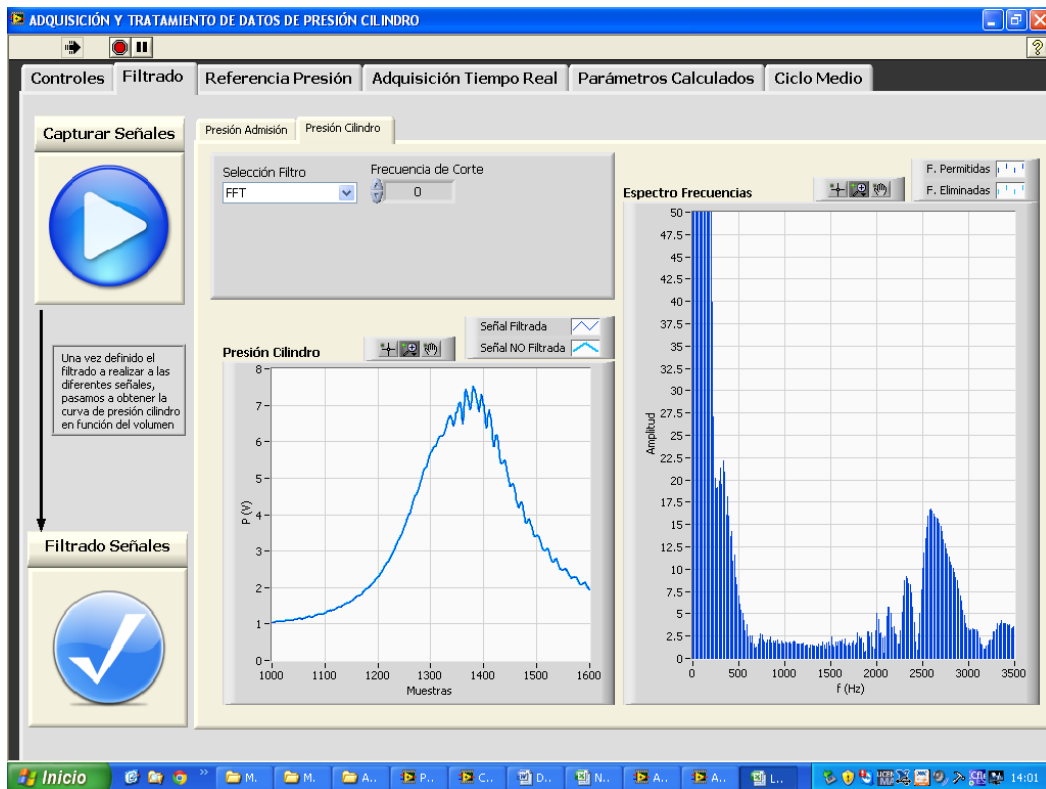


Figura 1.21. Señal de presión en cilindro sin filtrar.

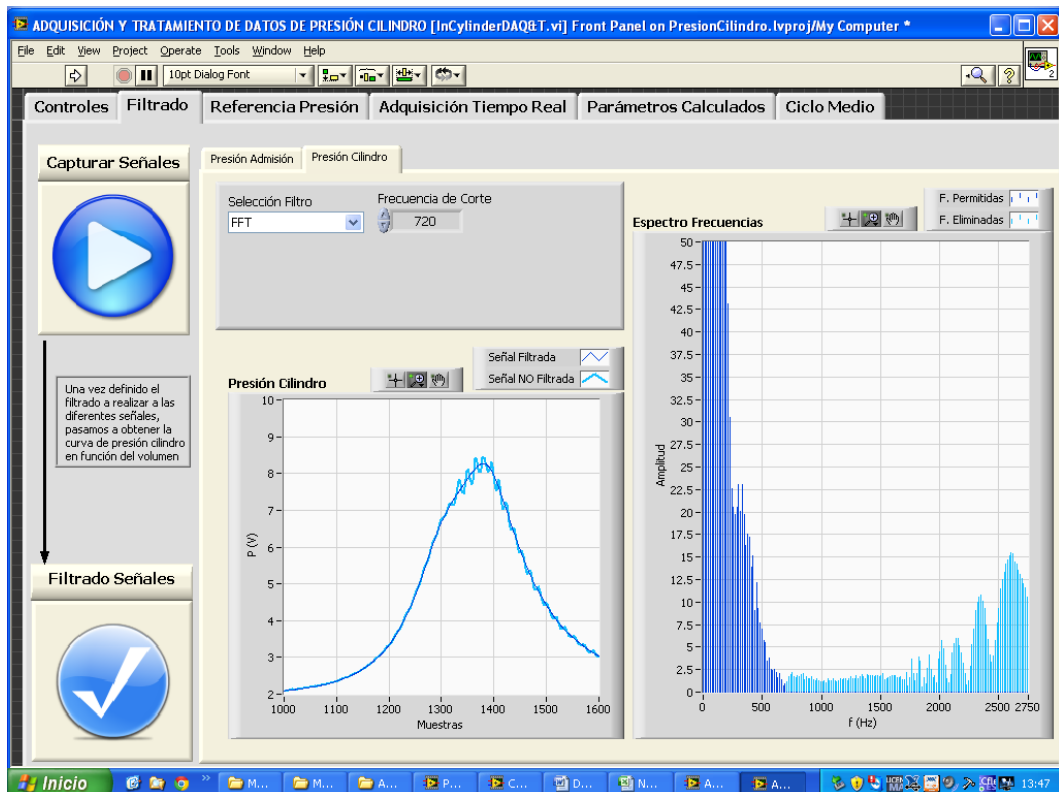


Figura 1.22. Señal de presión en cilindro filtrada.

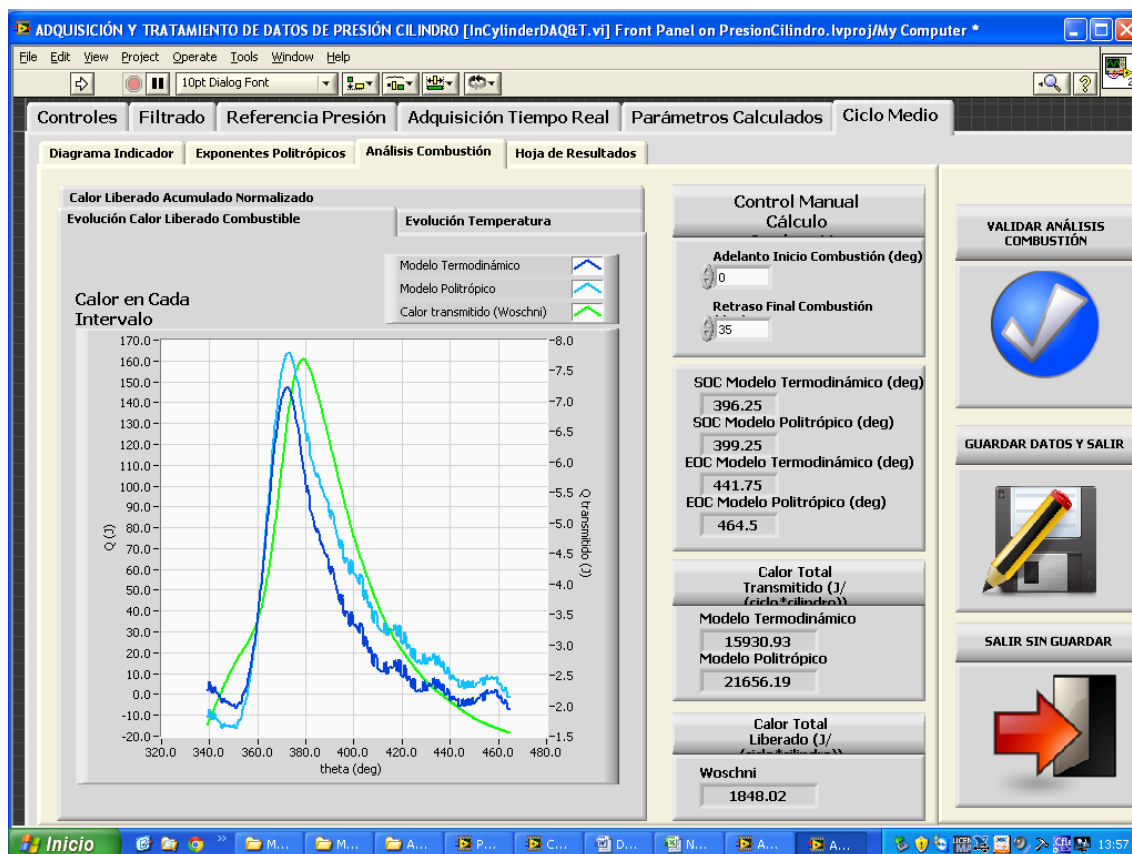


Figura 1.23. Cálculo del calor liberado.

En la Figura 1.21. se puede observar que el hecho de no filtrar la onda de presión produce vibraciones indeseadas en las partes de alta variación de presión. Para evitar anomalías en cálculos posteriores se decide filtrar los datos de manera que el software trate sólo ondas de presión de frecuencias por debajo de la especificada (frecuencia de corte). En la Figura 1.22. se puede ver la acción del filtro sobre la onda de presión y la reducción considerable de las oscilaciones de dicha onda.

1.2.5. Exportación de datos a archivos de Excel.

Aunque el software de registro de datos de diagrama indicador incluye el cálculo del calor liberado se ha optado por utilizar otra aplicación disponible en el departamento, de desarrollo propio, **INDICATORcal.xls**. Se ha optado por calcular el calor liberado en base al modelo termodinámico derivado de la conservación de la energía en combinación de transmisión de calor de Woschni.

Los datos de adquisiciones y ciclos promediados de presión en cilindro se exportan a archivos de Excel, que serán el punto de partida para el resto del proyecto.

1.3. ANÁLISIS DE LOS REGISTROS DE PRESIÓN CILINDRO MEDIANTE EL PROGRAMA MICROSOFT EXCEL.

Como se indicó en el apartado anterior se ha optado por realizar la exportación de los registros de presión cilindro promediados por el software a archivos de Excel para su posterior análisis. En este punto se describirá el proceso de selección de los registros de datos (uno por carga) que resultaron válidos para el análisis, así como la justificación del filtro utilizado para las ondas de presión en cilindro. Por último, se adjuntarán los resultados del análisis que realiza nuestro archivo de Excel para plena carga, por ser éste el punto más representativo del estudio del motor.

1.3.1. Uso de filtrado. Justificación y filtrado a 750 Hz.

Si observamos detenidamente la *Figura 1.22*. (mostrada en el punto anterior) concluimos que es necesario filtrar la onda de presión para evitar posibles anomalías en cálculos posteriores. El software realiza una representación del espectro de frecuencias (gráfica que muestra la amplitud de una onda según la frecuencia de la misma) para detectar a partir de qué frecuencia podemos filtrar sin perder información de la onda.

En el espectro de frecuencias podemos apreciar la aparición de ondas de bajar frecuencia y alta amplitud que son fundamentales, pues contienen la mayor parte de información de la onda. Con el aumento de la frecuencia decae la amplitud de la onda, de manera que a partir de una frecuencia de aproximadamente 700 Hz las amplitudes son muy bajas y apenas se pierde información. Si seguimos observando el espectro de frecuencias apreciaremos ondas de elevada frecuencia y gran amplitud; estas ondas se deben al “efecto conducto”: el sensor presenta frecuencias de resonancia adecuadas para que no se produzca interferencias en la medida de presión, pero el conducto donde se instala sí presenta este fenómeno y puede producir alteraciones de la onda de presión medida por el sensor.

La selección del filtro pasa por calcular la frecuencia de resonancia del conducto, detectar que esa frecuencia es la que produce los picos de amplitud que se producen según el espectro de frecuencias y seleccionar una frecuencia de corte que esté por debajo del ancho de banda (rango de frecuencias en los que las amplitudes son importantes) de esa frecuencia de resonancia.

Para el cálculo de la frecuencia de resonancia aplicaremos el modelo de tubo prismático. El canal donde se inserta el sensor está formado por tubos cilíndricos con un lado abierto a la cámara de combustión y con el sensor montado en el otro extremo, cerrando el canal. En estos tubos, el fenómeno de resonancia ocurre donde la onda adopta las siguientes condiciones, que establecen el parámetro del modelo de su distribución:

- Entrada: Oscilación de presión $P_{osc} = 0$; Velocidad $u = u_{max}$.
- Sensor: Oscilación de presión $P_{osc} = P_{osc}$; Velocidad $u = 0$.

En la *Figura 1.22* se puede observar el esquema para la aplicación del modelo de tubo prismático

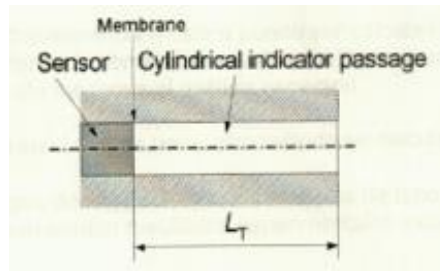


Figura 1.25. Representación del esquema del modelo de tubo prismático.

Por lo tanto, en el interior del tubo cilíndrico, la oscilación de presión varía a lo largo del tubo alcanzando la amplitud de oscilación máxima allí donde se emplaza el sensor. La expresión de la frecuencia resonante en este caso es:

$$f = \frac{c}{4 \cdot L}$$

$$c = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}$$

Ec. 1.1. Cálculo de la frecuencia de resonancia. Modelo de tubo prismático.

Siendo:

- f: frecuencia de resonancia.
- c: velocidad del sonido.
- L: longitud del conducto.
- R: constante de los gases ideales particularizada para el gas.
- γ : constante adiabática del gas.
- T: temperatura del gas.

Para la estimación de la frecuencia de resonancia en el conducto se han utilizado los siguientes datos, extraídos de un croquis del conducto de colocación del sensor (mostrado en la Figura 1.26.):

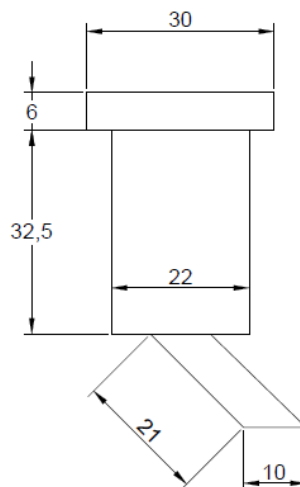


Figura 1.26. Conducto de medida.

Coeficiente adiabático γ	1.40
Temperatura (K)	600.00
Constante del gas, R (J/kg·K)	288.00
Velocidad del sonido, c (m/s)	491.85
Longitud (mm)	59.50
Frec. Resonancia (Hz)	2066.61

Figura 1.27. Cálculo de la frecuencia de resonancia.

Como se puede observar en la Figura 2.28., a los 2000 Hz aproximadamente aparece en el espectro una resonancia (pico de amplitud), confirmando la estimación realizada con el modelo de tubo prismático para la frecuencia de resonancia.

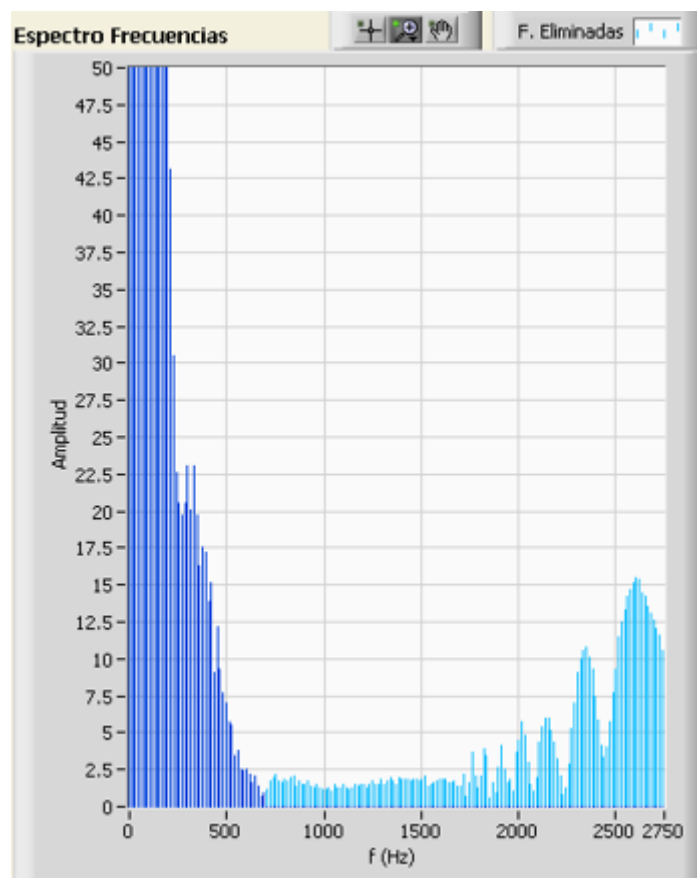


Figura 1.28. Espectro de frecuencias para el 100% de carga.

Filtrando con frecuencias cercanas a 750 Hz evitaremos este fenómeno y la pérdida de información en los registros de presión, así como la aparición de vibraciones y oscilaciones en la representación gráfica.

1.3.2. Análisis de los registros de presión en el cilindro mediante el uso de Excel.

El análisis posterior de los registros obtenidos de presión en cilindro pasa por calcular tanto prestaciones del motor (presiones medias indicada y efectiva, par, potencia, exponentes politrópicos, ángulos de inicio y final de combustión) como curvas características (curva de calor liberado, diagrama indicador, fracción de masa quemada).

El archivo de Excel que realiza este análisis posterior para cada carga se nombra como **Tratamiento_Datos_1200_21_X%.xlsx**. En él se calculan tanto las prestaciones como las curvas características de la manera que se detalla a continuación.

1. Datos de entrada.

El archivo necesita como datos de entrada la geometría del motor (diámetro de pistón, carrera, longitud de biela), la relación de compresión, el número de cilindros, el diagrama de distribución y el inicio de inyección de combustible, propiedades del mismo y parámetros referidos al ensayo (caudal de aire o gases, potencia medida, consumo de combustible, presión de aire de carga, velocidad de giro, fracción de residuales) y la presión del ensayo.

DATOS GENERALES Y PARÁMETROS CALCULADOS			
Programa válido para motores sin precámara (MEP y MEC inyección directa).			
DATOS			
PARÁMETROS DEL ENSAYO		GEOMETRÍA DEL MOTOR	
Potencia observada (kw)	1200	Diámetro del cilindro (cm)	16.5
Régimen de giro (rpm)	1800	Carrera del pistón (cm)	18.5
Presión aire carga relativa atm (bar)	2.53	Longitud de biela (cm)	34.1
Consumo combustible (kg/h)	254.00	Relación compresión	15.5
Gasto másico gases escape (kg/h)	5887.00	Número de cilindros	12
Fracción de residuales	0.03		
CONDICIONES AMBIENTALES		PROPIEDADES COMBUSTIBLE	
Presión barométrica (mbar)	104.3	PCI combustible (kJ/kg)	43040.452
		RAC estequiométrica (kgaire/kgf)	14.19
		TIPO DE MOTOR	
		<input type="radio"/> Motor MEP <input checked="" type="radio"/> Motor MEC	

Figura 1.29. Introducción de datos en Excel.

También se necesita seleccionar si se aplica o no corrección de potencia o deriva térmica, si el motor es de encendido provocado (MEP) o por compresión (MEC) y la resolución angular con la que ha medido el transductor de presión (en nuestro caso, 0,25°).

OPCIONES DE CÁLCULO

CORRECCIÓN A PRESIÓN ABSOLUTA (IMPR)		CORRECCIÓN DE LA DERIVA TÉRMICA		RESOLUCIÓN ANGULAR CÁLCULO	
<input type="radio"/> Aplicar corrección por método IMPR <input checked="" type="radio"/> No aplicar corrección por método IMPR		<input type="radio"/> Aplicar procedimiento corrección deriva térmica <input checked="" type="radio"/> No aplicar procedimiento corrección deriva térmica		<input checked="" type="radio"/> 0,25 grados de cigüeñal <input type="radio"/> 0,5 grados de cigüeñal <input type="radio"/> 1 grado de cigüeñal <input type="radio"/> 2 grados de cigüeñal <input type="radio"/> 3 grados de cigüeñal	
Inicio intervalo promediado (° dPMS reno)	169	Modo de ensayo	E2		
Fin intervalo promediado (° dPMS reno)	179	Punto de funcionamiento	1		
INTERVALOS CÁLCULO POLITRÓPICOS					
Amplitud ventana compresión (°)	40				
Amplitud ventana expansión (°)	40				

Figura 1.30. Opciones de cálculo del archivo Excel.

En la siguiente hoja, Datos P-V, se introducen los registros de presión en el cilindro proporcionados por el software.

CÁLCULO DE PRESIÓN MEDIA INDICADA Y TASA DE INCREMENTO DE PRESIÓN														
Ángulo θ (°)	Theta (rad)	Volumen unitario V (cm ³)	PMS/PM I	Datos presión (bar)	Variable	DeltaP(bar)		Pprom(bar)	Presión cálculo p (bar)	$p_{mi\ gross}$ (bar)	$p_{mi\ bombeo}$ (bar)	$\ln(V)$	$\ln(p)$	$dp/d\theta$ (bar/°)
0	0.000	272.8	1000	1.824	0.669	0.665	1.824	0.00	1.82		1.103E-05	5.61	0.60	
0.25	0.004	272.8	0	1.822	0.670	0.663	1.822		1.82		3.3055E-05	5.61	0.60	
0.5	0.008	272.8	0	1.82	0.670	0.663	1.82		1.82		5.6105E-05	5.61	0.60	0.04

Figura 1.31. Introducción de registros de presión en cilindro.

A partir de estos datos, el archivo calcula prestaciones y curvas como se describirá en los siguientes puntos.

2. Obtención de presión media indicada, de bombeo y neta.

Para el cálculo de las presiones media efectiva e indicada utilizaremos la formulación en diferencias siguiente:

$$IMEP_{GROSS} = \frac{1}{2V(\theta)} \sum_{\theta=180^{\circ}}^{\theta=540^{\circ}} [P(\theta) + P(\theta + \Delta\theta)][V(\theta + \Delta\theta) - V(\theta)]$$

$$IMEP_{PUMP} = \frac{1}{2V(\theta)} \left(\sum_{\theta=0^{\circ}}^{\theta=180^{\circ}} [P(\theta) + P(\theta + \Delta\theta)][V(\theta + \Delta\theta) - V(\theta)] + \sum_{\theta=540^{\circ}}^{\theta=720^{\circ}} [P(\theta) + P(\theta + \Delta\theta)][V(\theta + \Delta\theta) - V(\theta)] \right)$$

$$IMEP_{NETA} = IMEP_{GROSS} - IMEP_{PUMP}$$

Ec. 1.2. Cálculo de presión media indicada, efectiva y de bombeo.

Siendo:

- $IMEP_{GROSS}, IMEP_{PUMP}, IMEP_{NETA}$: presión media indicada, de bombeo y neta, respectivamente.
- $P(\theta), P(\theta + \Delta\theta)$: presiones en el cilindro en el instante actual de cálculo y siguiente.
- $V(\theta), V(\theta + \Delta\theta)$: volúmenes en el cilindro en el instante actual de cálculo y siguiente.

3. Rendimiento mecánico y máxima tasa de variación de presión.

El rendimiento mecánico compara la presión media efectiva (calculada con los datos de entrada) y la presión media indicada neta:

$$MEP = \frac{40 \cdot \pi \cdot T}{v_{total}}$$

$$T = \frac{\dot{W}}{2 \cdot \pi / 60 \cdot n}$$

Ec. 1.3. Cálculo de la presión media efectiva.

$$\eta_m = \frac{MEP}{IMEP_{NETA}} \cdot 100$$

Ec. 1.4. Cálculo del rendimiento mecánico.

Siendo:

- MEP: presión media efectiva.
- T: par motor en N·m.
- η_m : rendimiento mecánico.
- v_{total} : cilindrada total en cm³.
- \dot{W} : potencia medida en ensayo en W.
- n: velocidad del motor en r.p.m.

4. Cálculo de los exponentes politrópicos.

Los exponentes politrópicos de admisión y escape se calculan según el diagrama indicador, siendo la pendiente de las rectas que conforman admisión y escape en el diagrama $\ln(P) - \ln(V)$.

El intervalo de cálculo para el exponente de compresión finaliza en el punto definido como ángulo de inyección o ángulo de encendido. Su inicio se sitúa tantos grados más atrás como se introduzcan en la casilla de amplitud ventana compresión (pestaña *Datos*), siempre y cuando este punto no esté antes del momento de cierre de la admisión, tomando este segundo valor si eso ocurre.

El valor inicial de la ventana de cálculo del exponente de expansión se sitúa 15° de cigüeñal después de la estimación inicial de fin de combustión (máximo de la curva $P \cdot V^{1,15}$). El punto final es el valor mínimo entre el inicial más la amplitud de la ventana de expansión introducida y el punto de apertura de la válvula de escape.

5. Estimación de la masa del sistema.

Para motores tipo MEC (encendido por compresión) la masa que permanece en el ciclo cerrado (mientras se mantienen cerradas las válvulas de admisión y escape) viene determinada por la media de los caudales de admisión y escape y considera un porcentaje de productos residuales de la combustión anterior.

$$M = \frac{1}{2} \cdot \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_{esc}) \cdot (1 + BGF)}{30 \cdot n \cdot z}$$

Ec. 1.5. Cálculo de la masa del sistema.

Siendo:

- M: masa de aire en kg/(ciclo·cilindro).
- \dot{m}_a, \dot{m}_{esc} : gastos máscicos de aire y gases de la combustión en kg/h.
- BGF: porcentaje de productos residuales de la combustión anterior.
- n: velocidad en rpm.
- z: número de cilindros.

6. Cálculo de la temperatura.

Se aplica el modelo de gas ideal a partir de presión volumen en cada ángulo y la masa estimada del sistema:

$$T(\theta) = \frac{P(\theta) \cdot V(\theta)}{M \cdot R}$$

Ec. 1.6. Cálculo de la temperatura.

Siendo:

- $T(\theta)$: temperatura instantánea en K.
- $P(\theta)$: presión instantánea en Pa.
- $V(\theta)$: volumen instantáneo en m^3 .
- M: masa estimada en el sistema.
- R: constante de los gases ideales para el aire.

La constante de los gases ideales para el aire (R) considera la influencia del exceso de aire (λ) con la siguiente correlación:

$$\text{Hasta inyección.} \rightarrow R = 0,287 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$\text{Después de inyección} \rightarrow R = 0,287 + \frac{0,02}{\lambda} kJ/(kg \cdot K)$$

Ec. 1.7. Cálculo de la constante de los gases ideales.

7. Calor transmitido a través de las paredes.

Para el cálculo del calor transmitido a través de las paredes se utiliza el modelo de Woschni durante toda la parte del ciclo cerrado. La constante n, necesaria para el modelo, se toma como el valor del exponente politrópico medio durante la carrera de compresión. El modelo de Woschni parte de las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_{ht,i} = h_c(\theta) \cdot A_w(\theta) \cdot (T(\theta) - T_w)$$

$$h_c(\theta) = 130B^{-0,2} \cdot v(\theta)^{0,8} \cdot P(\theta)^{0,8} \cdot T(\theta)^{-0,53}$$

$$v(\theta) = c_1 c_m + c_2 \frac{V_d \cdot T_{IVC}}{P_{IVC} \cdot V_{IVC}} \cdot (P(\theta) - P_m)$$

$$P_m = P_{IVC} \cdot \left(\frac{V_{IVC}}{V(\theta)} \right)^n$$

$$A_w(\theta) = A_{pistón} + A_{culata} + \pi \cdot D \cdot \left(R \cdot (1 - \cos(\theta)) + L \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \right)^2 \cdot (\sin(\theta))^2} \right) \right)$$

Ec. 1.8. Conjunto de ecuaciones que definen el modelo de transmisión de Woschni.

Siendo:

- $\dot{Q}_{ht,i}$: calor transmitido a las paredes.
- $h_c(\theta)$: coeficiente convectivo.
- A_w : área del pistón en contacto con el fluido, suma de las áreas de la culata, cabeza del pistón y superficie lateral instantánea.
- B: diámetro del cilindro.
- $v(\theta)$: velocidad instantánea que tiene en cuenta la contribución del pistón y de la combustión.
- P_m : presión estimada por relación politrópica.
- n : coeficiente politrópico de la mezcla.
- c_m : velocidad media del pistón.
- $P_{IVC}, V_{IVC}, T_{IVC}$: presión, volumen y temperatura al cierre de la válvula de admisión.
- c_1, c_2 : coeficientes del método Woschni, que se pueden hallar con la *Figura 1.32*.
- R: radio de la manivela.
- L: longitud de la manivela.

FASE DEL CICLO	C ₁	C ₂	
		MEC inyección indirecta	Resto de motores
Renovación de la carga	$6,18+0,417 \cdot (B\omega_p/2)/C_m$	0	0
Compresión	$2,28+0,308 \cdot (B\omega_p/2)/C_m$	0	0
Combustión y expansión	$2,28+0,308 \cdot (B\omega_p/2)/C_m$	$6,22 \cdot 10^{-3}$	$3,24 \cdot 10^{-3}$

Tabla 1 Valores de los coeficientes c₁ y c₂ del modelo de Woschni.

Figura 1.32. Coeficientes C1 y C2 del método Woschni.

Para el cálculo del volumen instantáneo se tiene en cuenta la geometría del motor:

GEOMETRÍA DEL MOTOR	
Diámetro del cilindro (cm)	16,50
Carrera del pistón (cm)	18,50
Longitud de biela (cm)	34,10
Relación compresión	15,50
Número de cilindros	12,00
Radio manivela (cm)	9,25
Volumen en PMS (cm3)	272,81

Figura 1.33. Propiedades geométricas necesarias para el cálculo de volumen.

$$V(\theta) = V_{PMS} + \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot \left(R \cdot (1 - \cos(\theta)) + L \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \right)^2 \cdot (\sin(\theta))^2} \right) \right)$$

Ec. 1.9. Cálculo del volumen en función del ángulo.

Siendo:

- V_{PMS} : Volumen restante una vez que el cilindro alcanza el punto muerto superior.
- D: diámetro del pistón.
- R: radio de la manivela.
- L: longitud de la manivela.

A continuación se muestra una captura de pantalla de la pestaña del archivo Excel que calcula el calor transmitido:

CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR SEGÚN MODELO DE WOSCHNI

DATOS Y PARÁMETROS DE CÁLCULO

DATOS MODELO DE WOSCHNI	
Temperatura pared, T_w (K)	400

PARÁMETROS INFLUYENTES EN CÁLCULO	
Constante ecuación v , C_2	2.712
Área del pistón, A_{piston} (m ²)	0.021
Área de culata, A_{culata} (m ²)	0.028
Exponente politrópico, n	1.359

Ángulo θ (°)	Carrera (m)	Área cilindro (m ²)	Volumen unitario (m ³)	Presión p (bar)	R(J/kg·K)	Temperatura T (K)	Constante c_2	p_m (bar)	v (m/s)	Coef. película h_2 (W/m ² ·K)	Calor transmitido Q_{ht} (w)	Calor transmitido $\Delta Q_{ht}/\Delta \theta$ (J/Δθ)	Exponente politrópico
248	0.13811	0.1210	0.0032	1.68	287	206		1.676	30.10	255.04	-5992.58	-0.139	
248.25	0.13778	0.1208	0.0032	1.68	287	205		1.681	30.10	255.30	-6007.95	-0.139	-0.13
248.5	0.13744	0.1206	0.0032	1.68	287	205		1.686	30.10	255.60	-6020.53	-0.139	-0.13

Figura 1.33. Cálculo del calor transmitido con Excel.

8. Algoritmo de cálculo para el calor liberado. Modelo del primer principio de la termodinámica.

El cálculo de la liberación de calor se realiza en el intervalo angular comprendido entre el ángulo de encendido o inyección (según tipo de motor) y el ángulo de apertura de la válvula de escape. Se realiza mediante la aplicación del modelo del primer principio de la termodinámica.

En primer lugar se hacen unas estimaciones iniciales de los puntos de inicio (ESOC) y fin (EEOC) de combustión. El punto de inicio (ESOC) se supone en el momento de encendido o inyección (según tipo de motor), y el de fin (EEOC) se estima como el máximo valor de la curva $P \cdot V^{1,15}$.

El algoritmo de cálculo implantado para la aplicación del modelo del primer principio de la termodinámica se detalla a continuación:

- A) Se hace una primera estimación de la tasa de liberación de calor bruta, usando la ecuación derivada del primer principio de la termodinámica, incluyendo el calor transmitido por las paredes del modelo de Woschni, y tomando un valor de relación de calores específicos constante de $\gamma = 1,28$.

$$\frac{\Delta Q_{fuel}(\theta)}{\Delta \theta} = \frac{1}{\gamma(T(\theta)) - 1} V(\theta) \left(\frac{P(\theta + \Delta \theta) - P(\theta)}{\Delta \theta} \right) + \frac{\gamma(T(\theta))}{\gamma(T(\theta)) - 1} P(\theta) \left(\frac{V(\theta + \Delta \theta) - V(\theta)}{\Delta \theta} \right) + \frac{60}{n(rpm)} \frac{1}{360} \dot{Q}_{ht}(\theta) \cdot \Delta \theta$$

Ec. 1.10. Cálculo de la tasa de liberación de calor.

Siendo:

- $\gamma(T(\theta))$: constante e igual a 1,28 para esta primera iteración.
 - $T(\theta)$: temperatura de los gases.
 - $V(\theta)$: volumen ocupado por los gases en el cilindro.
 - $P(\theta)$: presión en cada ángulo de giro del cigüeñal.
 - n : velocidad en r.p.m.
 - \dot{Q}_{ht} : calor transferido a las paredes.
- B) Con la curva anterior se construye una primera estimación de la curva de calor normalizado acumulado (equivalente a la fracción de masa quemada en MEP y muy similar en MEC). Con esta curva se obtienen unos segundos valores para los puntos de inicio y fin de combustión, en los puntos correspondientes a 1 y 99 % de calor liberado sobre el total, respectivamente.

$$x_b(\theta) = \frac{\sum_{ESOC}^{\theta} Q_{fuel}(\theta)}{\sum_{ESOC}^{EEOC} Q_{fuel}(\theta)}$$

Ec. 1.11. Cálculo de calor normalizado acumulado.

Siendo:

- $x_b(\theta)$: fracción de calor liberado.
- ESOC, EEOC: estimaciones de inicio y final de combustión.
- $Q_{fuel}(\theta)$: tasa de calor liberado.

- C) Con la curva de calor normalizado acumulado anterior, suponiéndola equivalente a la fracción de masa quemada, se determinan los valores de la relación de calores específicos para cada ángulo teniendo en cuenta los calores específicos de las sustancias quemadas (correlaciones de Krieger y Borman) y quemadas (correlaciones del National Institute of Estándar and Technology, NIST).

$$c_{v,quem}(\theta) = \frac{u(\theta + \Delta\theta) - u(\theta - \Delta\theta)}{T(\theta + \Delta\theta) - T(\theta - \Delta\theta)}$$

$$c_{p,quem}(\theta) = c_{v,quem}(\theta) + R$$

$$c_{p,no quem}(\theta) = \frac{1}{M_{aire}} \cdot (27,28081 + 0,00569 \cdot T(\theta))$$

$$c_{v,no quem} = c_{p,no quem} - R$$

$$\gamma(\theta) = \frac{x_b(\theta) \cdot c_{p,quem}(\theta) + (1 - x_b(\theta)) \cdot c_{p,no quem}(\theta)}{x_b(\theta) \cdot c_{v,quem}(\theta) + (1 - x_b(\theta)) \cdot c_{v,no quem}(\theta)}$$

Ec. 1.12. Cálculo de relación de calores.

- D) Se vuelve a aplicar el primer principio de la termodinámica, ya con los valores definitivos de la relación de calores específicos, para determinar las curvas definitivas de las tasas de liberación de calor bruta (incluyendo calor transmitido obtenido con modelo de Woschni) y neta (sin incluir el calor transmitido a paredes).
- E) Con las tasas de liberación de calor bruta y neta definitivas, obtener las curvas finales de calor normalizado acumulado bruto y neto. Los valores definitivos de los puntos de inicio y fin de combustión se obtienen como los puntos correspondientes, respectivamente, a un 1 y un 99 % de calor normalizado acumulado bruto.
- F) El valor de calor bruto liberado durante la combustión es la suma de los valores de la curva de tasa de liberación bruta de calor comprendidos entre los puntos definitivos de inicio y fin de combustión. Para el calor neto liberado durante la combustión se aplica el mismo procedimiento a la curva de tasa de liberación neta. El calor transmitido a través de paredes durante la combustión es la diferencia entre los valores bruto y neto anteriores.

- G) Los valores de ángulo para un porcentaje de calor liberado se determinan buscando ese porcentaje en la curva de calor normalizado acumulado bruto.

9. Presentación de resultados y gráficas.

El archivo de Excel proporciona en una pestaña un resumen de resultados de cálculo de prestaciones y derivados de la combustión. En varias pestañas se representan las gráficas de temperatura, tasa de liberación de calor, índices politrópicos, diagrama indicador, diagrama temperatura – entropía y fracción de masa quemada. A continuación, se muestran las vistas generales de algunas de la pestaña de resultados y algunas de las gráficas mencionadas para el 100% de carga.

RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS	
REFERENTES AL DIAGRAMA INDICADOR	
$p_{mi\ bruta}$ (bar)	18.82
$p_{mi\ bombeo}$ (bar)	0.12
$p_{mi\ neta}$ (bar)	18.93
Rendimiento mecánico (%)	89
Exponente politrópico compresión	1.36
Exponente politrópico expansión	1.21
Presión máxima (bar)	127.14
Posición de pico presión máxima (° dPMS reno)	372.75
Presión de ignición (bar)	113.18
Relación $p_{ignición}/p_{boost}$	42.96
Máxima tasa incremento presión (bar°)	3.09
Posición máxima tasa incr. presión (° dPMS reno)	346.25
REFERENTES AL PROCESO DE COMBUSTIÓN	
	1° PPO. TERMODIN.
Máxima temperatura media del gas (K)	1928
Posición de la temperatura pico (° dPMS reno)	393.75
Calor liberado combustible según consumo (kJ/ciclo-cil)	16.87
Calor liberado bruto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cil)	15.01
Calor liberado neto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cil)	13.53
Calor transmitido paredes durante combustión (kJ/ciclo-cil)	1.49
Ángulo inicio combustión (° dPMS reno)	361.25
Ángulo para un 5 % de calor liberado (° dPMS reno)	364.5
Ángulo para un 10 % de calor liberado (° dPMS reno)	366.75
Ángulo para un 50 % de calor liberado (° dPMS reno)	378.75
Ángulo para un 90 % de calor liberado (° dPMS reno)	405.25
Ángulo para un 95 % de calor liberado (° dPMS reno)	416.25
Ángulo final combustión (° dPMS reno)	433
Duración de la combustión (°)	71.75

° dPMS reno: grados de ángulo de cigüeñal después del PMS situado entre las carreras de escape y admisión

Figura 1.34. Resumen de resultados para el 100% de carga.

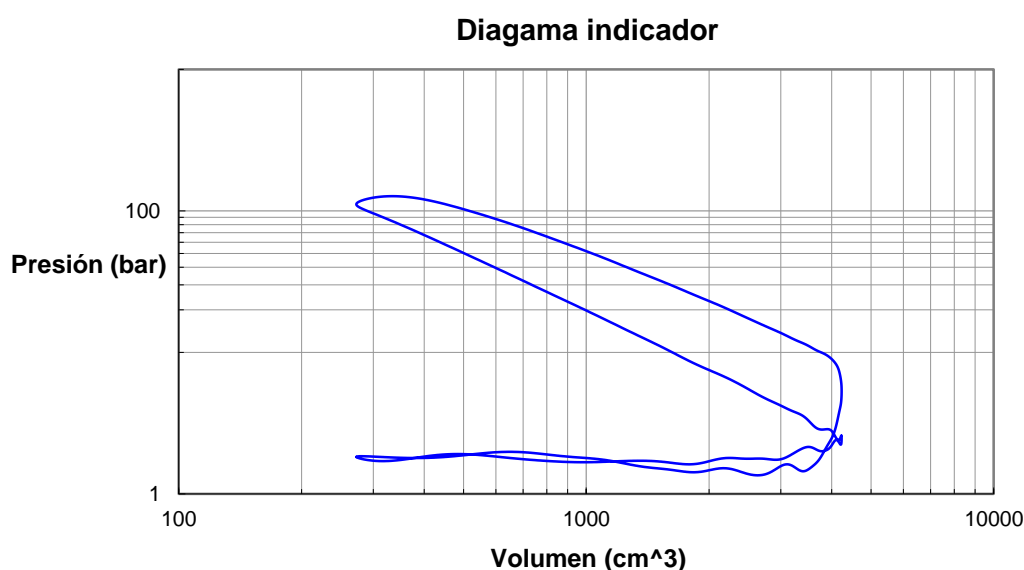


Figura 1.35. Diagrama indicador para el 100% de carga.

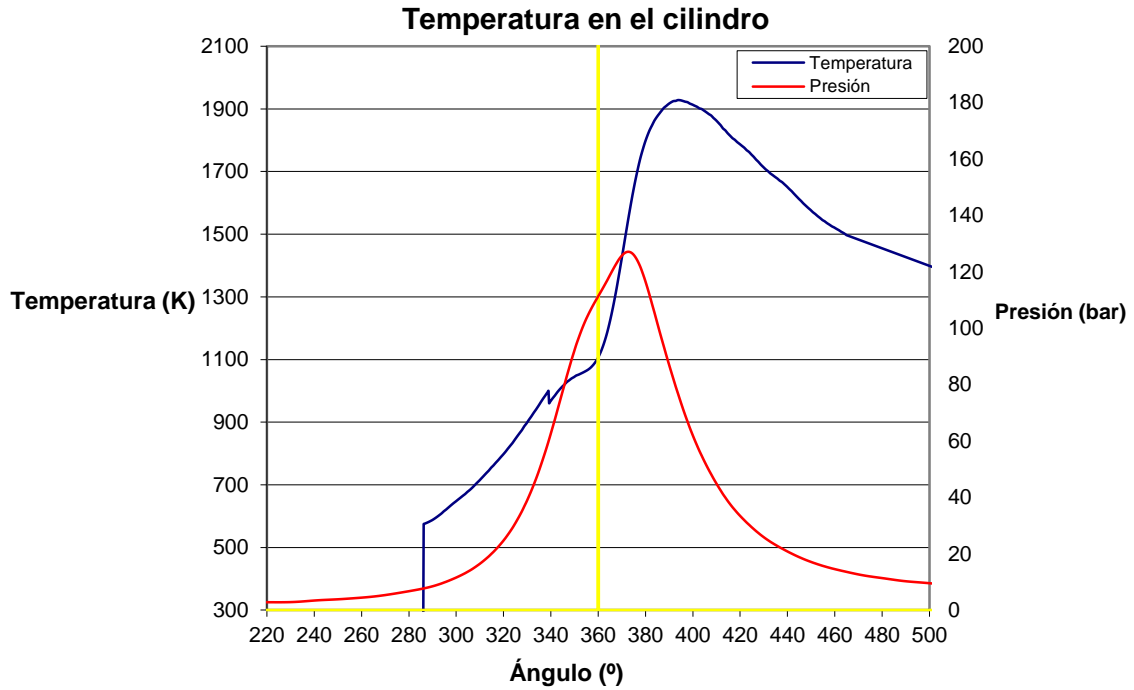


Figura 1.36. Temperatura y presión para el 100% de carga.

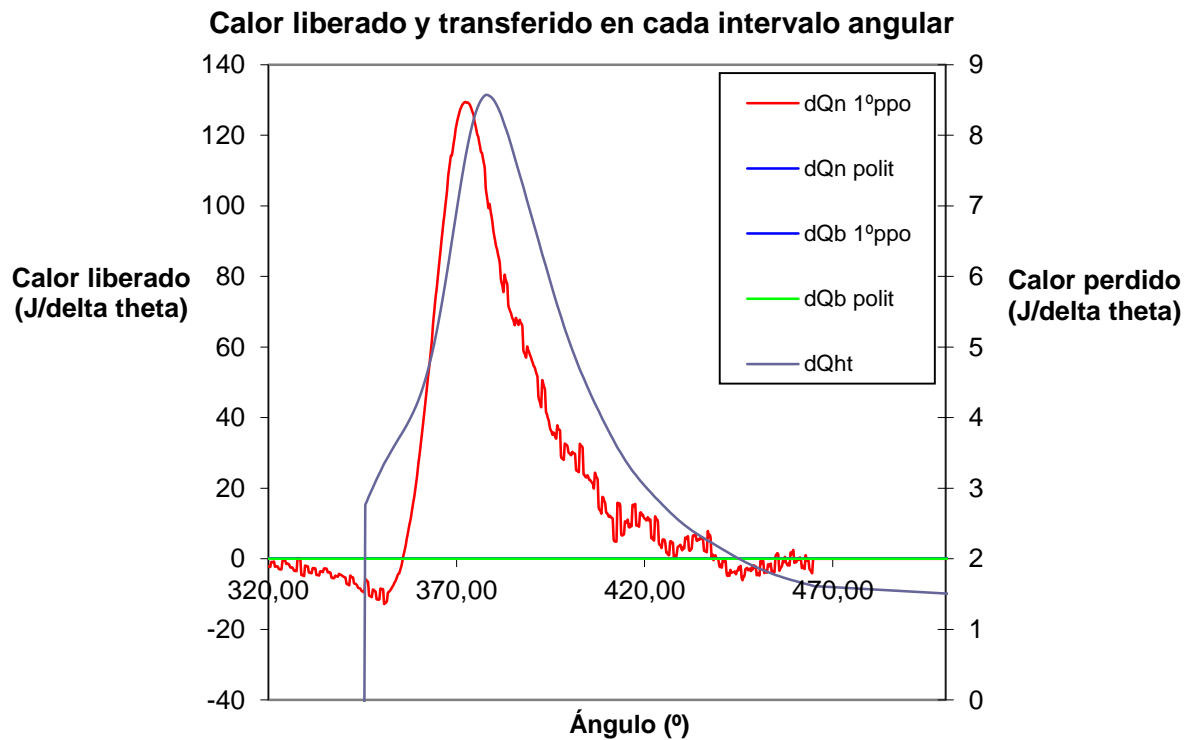


Figura 1.37. Calor liberado y transmitido por las paredes para el 100% de carga.

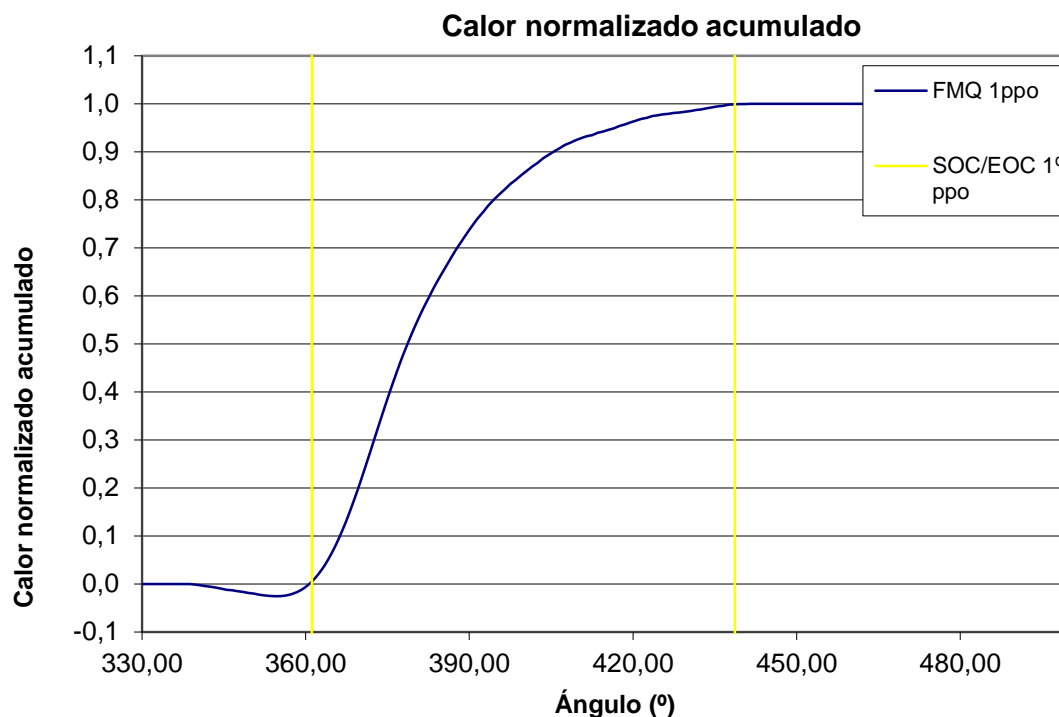


Figura 1.37. Fracción de masa quemada para el 100% de carga.

En el **ANEXO I** se adjuntan los resultados y gráficos proporcionados por el archivo Excel para las cargas seleccionadas.

1.4. COMPARACIÓN DE LOS REGISTROS OBTENIDOS EN 2013 CON EL ESTUDIO DE REFERENCIA (REGISTROS DE 2010).

En las medidas tomadas 2010 se utilizó un filtrado con una frecuencia de corte inferior. Esto se debe a la ubicación del sensor, que se situaba en un conducto de mayor longitud, haciendo disminuir la frecuencia de resonancia. En este punto realizaremos una comparativa de las medidas tomadas en 2010 y los registros tomados para este proyecto (2013), que están filtrados con una mayor frecuencia de corte al poder situar el sensor más cercano al cilindro.

El objetivo de esta comparación es evaluar si se produjo una pérdida de información de la onda de presión que subestimara o sobreestimara alguno de los parámetros de cálculo. Para efectuar dicha comparación nos serviremos de representaciones gráficas de las prestaciones de motor y cálculos de combustión.

A continuación se muestra una tabla resumen de los cálculos realizados de prestaciones y combustión para el estudio de referencia y para las medidas actuales:

ESTUDIO DE REFERENCIA, f = 500 Hz					
CARGA (%)	100	75	50	25	10
SENSOR	KISTLER 6061BU20				
CARACTERÍSTICAS	REFRIGERADO				
RESULTADOS DERIVADOS DEL DIAGRAMA INDICADOR					
$p_{mi_{bruta}}$ (bar)	19.50	14.20	10.02	5.67	2.35
$p_{mi_{bombeo}}$ (bar)	0.02	-0.08	-0.16	-0.20	-0.31
$p_{mi_{neta}}$ (bar)	19.52	14.12	9.86	5.47	2.04
Rendimiento mecánico (%)	86.75	90.09	85.86	77.60	78.48
Exponente politrópico compresión	1.27	1.28	1.27	1.29	1.31
Exponente politrópico expansión	1.24	1.25	1.21	1.23	1.26
Presión máxima (bar)	124.94	102.40	80.13	60.85	48.75
Posición de pico presión maxima (deg)	372.08	372.08	372.08	369.23	364.95
Presión de ignición (bar)	123.56	100.40	78.79	60.71	46.98
Máxima tasa incremento presión (bar/deg)	2.76	2.36	1.94	1.48	1.18
Posición máxima tasa incr. presión (deg)	353.55	354.97	354.97	352.12	347.85
RESULTADOS DERIVADOS DEL PROCESO COMBUSTIÓN					
Máxima temperatura media del gas (K)	1940.67	1919.94	1845.36	1669.57	1306.50
Posición de la temperatura pico (deg)	390.61	387.76	386.34	382.06	379.21
Calor liberado combustible según consumo (kJ/ciclo-cil)	16.27	12.32	8.55	4.66	2.56
Calor liberado bruto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cil)	19.97	14.61	10.26	6.06	2.99
Calor liberado neto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cil)	18.38	13.33	9.30	5.41	2.60
Calor transmitido paredes durante combustión (kJ/ciclo-cil)	1.59	1.28	0.96	0.66	0.39
Ángulo inicio combustión (deg)	356.40	356.40	356.40	356.40	354.97
Ángulo para un 50 % de calor liberado (deg)	377.78	376.36	374.93	372.08	370.06
Ángulo final combustión (deg)	426.25	420.55	419.13	416.28	414.85
Duración de la combustión (°)	69.85	64.15	62.73	59.88	59.88

Figura 1.38. Tabla resumen de resultados. Estudio de referencia.

MEDIDAS 2013, f = 750 Hz						
CARGA (%)	100	75	75 f = 1650 Hz	50	25	10
SENSOR						
CARACTERÍSTICAS						
RESULTADOS DERIVADOS DEL DIAGRAMA INDICADOR						
$p_{mi_{bruta}}$ (bar)	18.82	14.30	14.46	9.86	5.33	1.87
$p_{mi_{bombeo}}$ (bar)	0.12	1.26	0.02	-0.02	-0.16	-0.17
$p_{mi_{neta}}$ (bar)	18.93	15.56	14.47	9.84	5.18	1.70
Rendimiento mecánico (%)	89.01	81.23	87.33	85.67	81.39	99.27
Exponente politrópico compresión	1.36	1.36	1.35	1.36	1.39	1.23
Exponente politrópico expansión	1.21	1.23	1.22	1.25	1.34	1.16
Presión máxima (bar)	127.14	103.42	104.44	82.41	64.42	27.46
Posición de pico presión maxima (deg)	372.75	372.25	371.50	370.75	369.50	369.50
Presión de ignición (bar)	113.18	88.70	89.22	68.05	52.46	24.88
Máxima tasa incremento presión (bar/deg)	3.09	2.53	2.67	2.12	2.05	0.80
Posición máxima tasa incr. presión (deg)	346.25	345.25	345.25	346.25	364.25	346.25
RESULTADOS DERIVADOS DEL PROCESO COMBUSTIÓN						
Máxima temperatura media del gas (K)	1928.48	1921.88	1939.91	1830.06	1646.20	736.36
Posición de la temperatura pico (deg)	393.75	389.75	389.50	385.75	385.50	373.75
Calor liberado combustible según consumo (kJ/ciclo-cil)	16.87	13.03	13.03	8.74	5.51	3.26
Calor liberado bruto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cil)	15.01	10.96	11.15	7.19	3.40	1.78
Calor liberado neto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cil)	13.53	9.82	9.98	6.40	3.07	1.69
Calor transmitido paredes durante combustión (kJ/ciclo-cil)	1.49	1.14	1.17	0.79	0.33	0.09
Ángulo inicio combustión (deg)	361.25	361.00	360.50	360.75	361.25	363.75
Ángulo para un 50 % de calor liberado (deg)	378.75	376.50	376.50	373.75	368.50	385.00
Ángulo final combustión (deg)	433.00	426.75	426.75	425.00	399.25	458.75
Duración de la combustión (°)	71.75	65.75	66.25	64.25	38.00	95.00

Figura 1.39. Tabla resumen de resultados. Medidas 2013.

A continuación se muestran una serie de resultados gráficos sobre algunas de las variables reseñadas en las tablas para su comparación. Cabe destacar que, para el cálculo de prestaciones de motor se ha debido seleccionar la carga del 75% filtrada a una frecuencia de corte superior porque la filtrada a 750 Hz no contenía información de un ciclo completo (fallo en la adquisición de datos).

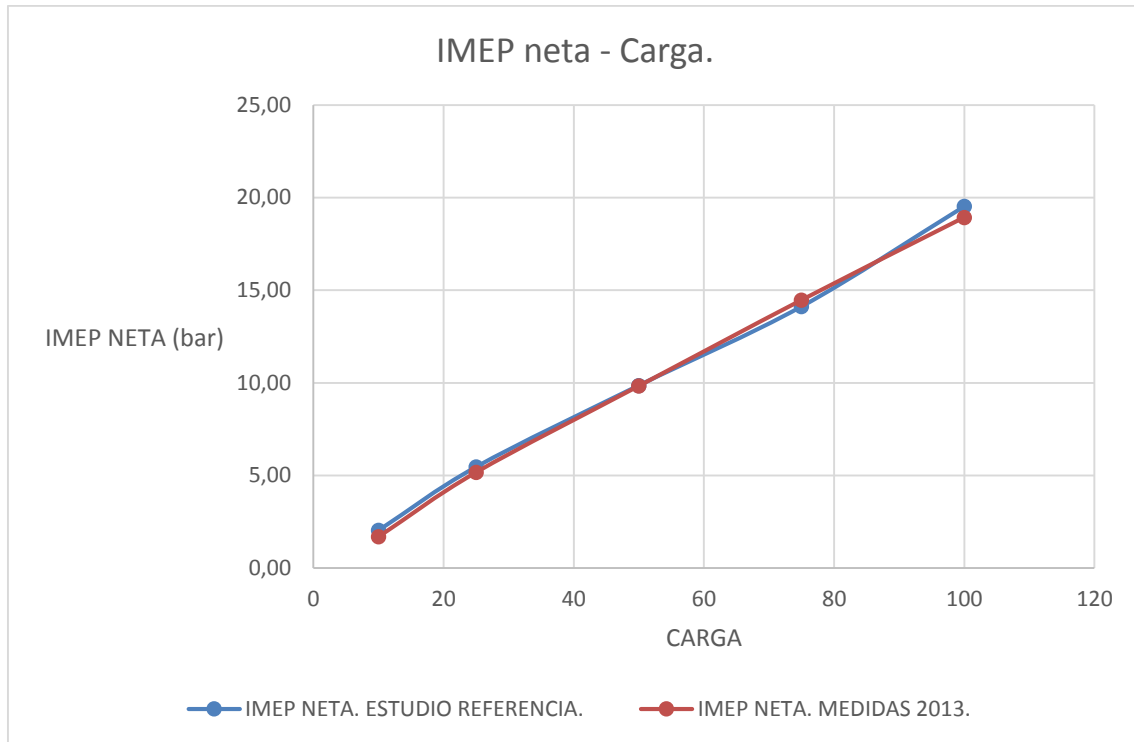


Figura 1.40. Representación IMEPneta – Carga. Comparación.

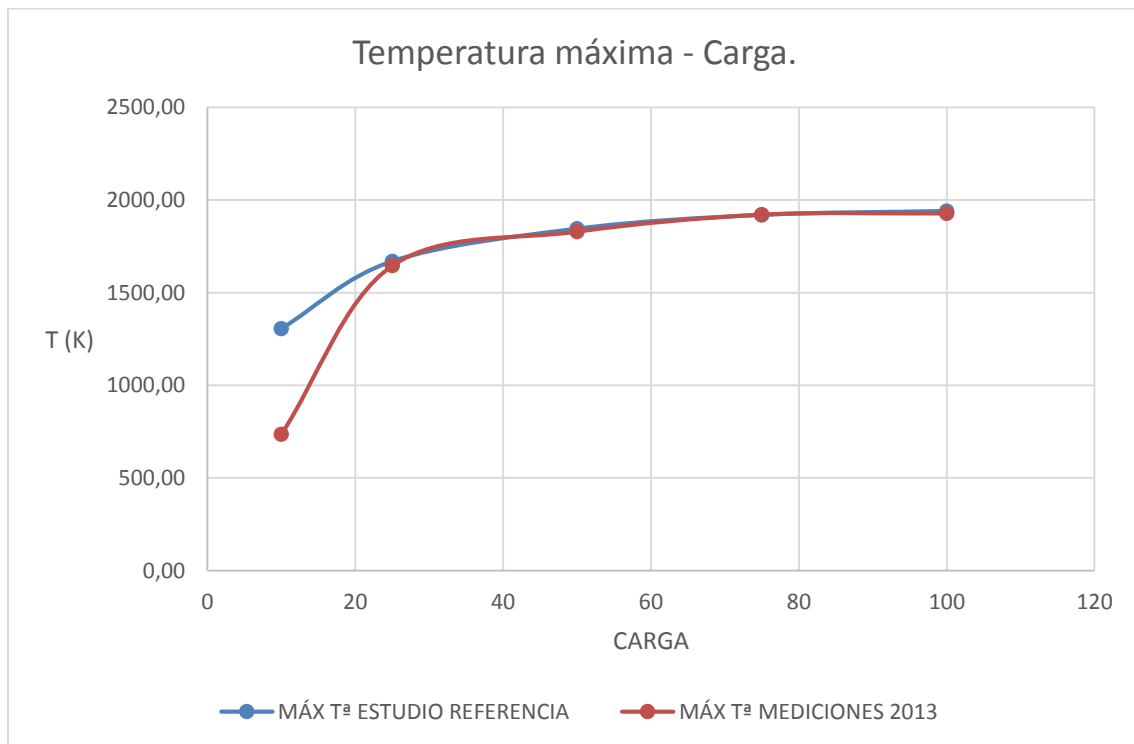


Figura 1.41. Representación Temperatura máxima – Carga. Comparación.

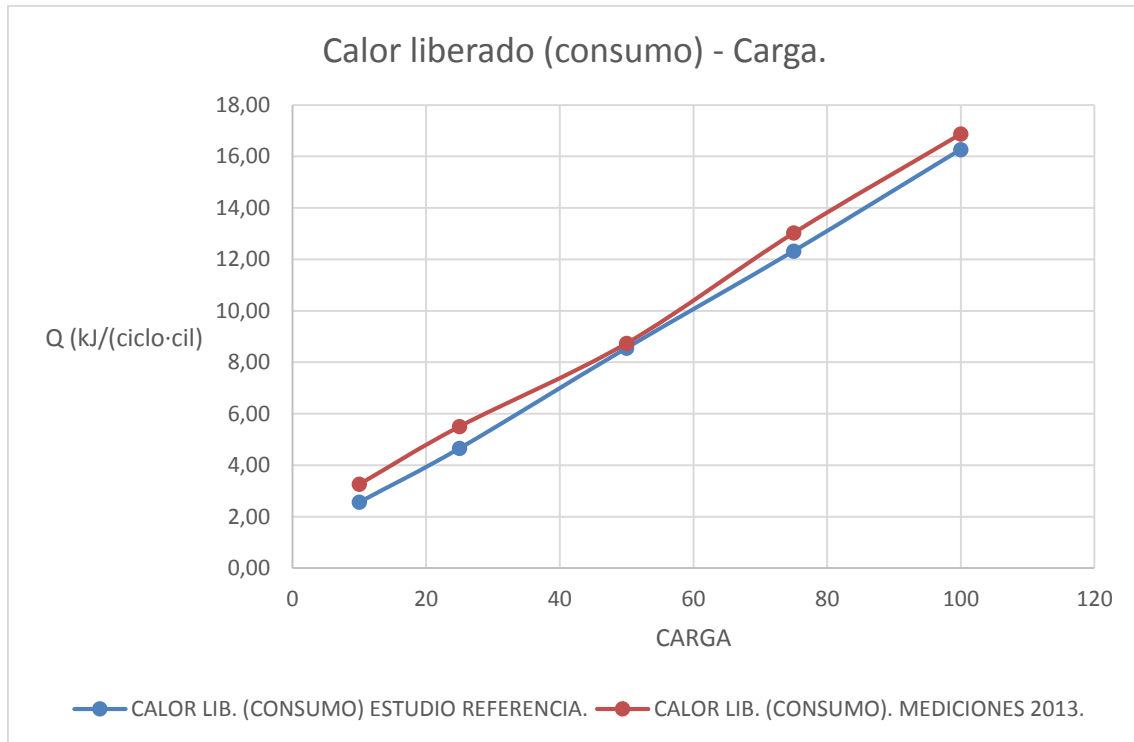


Figura 1.42. Representación Calor liberado según consumo – Carga. Comparación.

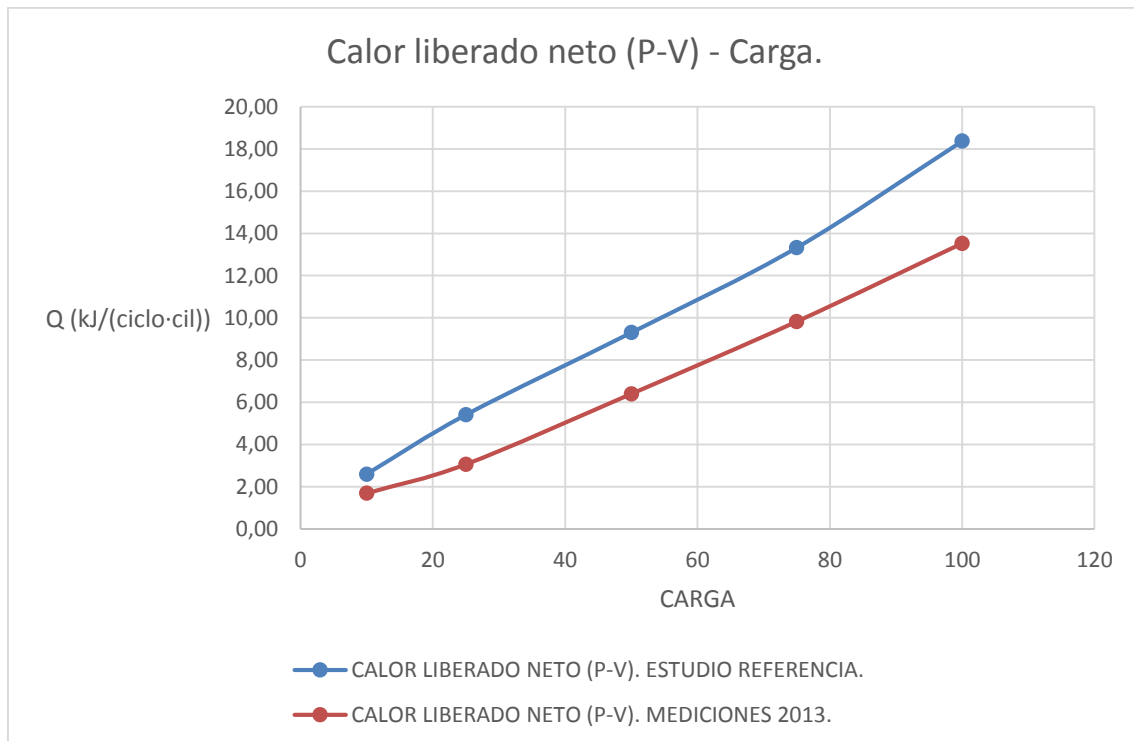


Figura 1.43. Representación Calor liberado calculado a partir de registros de presión – Carga. Comparación.

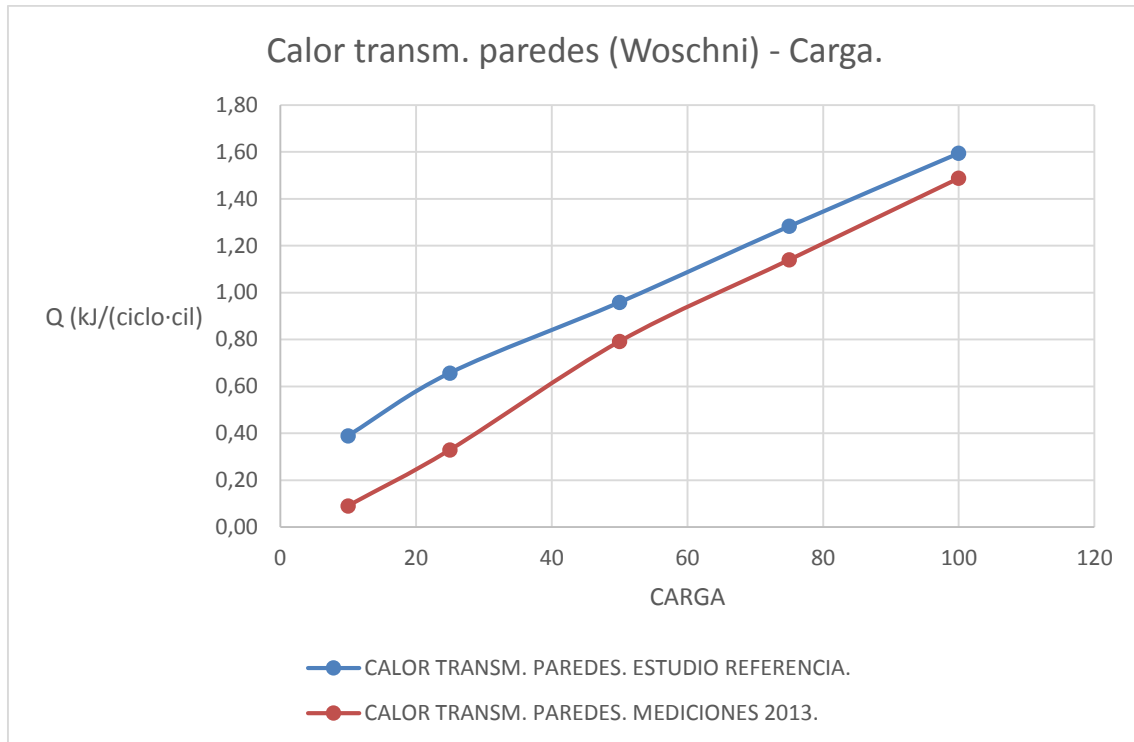


Figura 1.42. Representación Calor transmitido a las paredes (modelo Woschni) – Carga. Comparación.

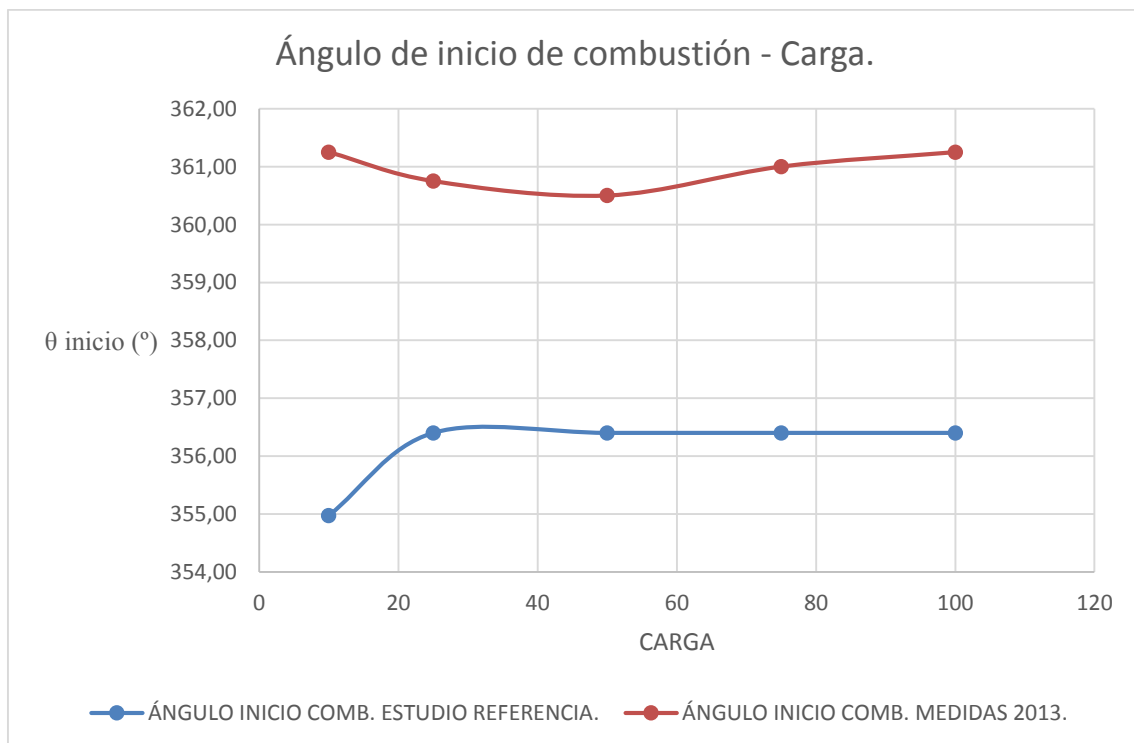


Figura 1.43. Representación Ángulo de inicio de combustión – Carga. Comparación.

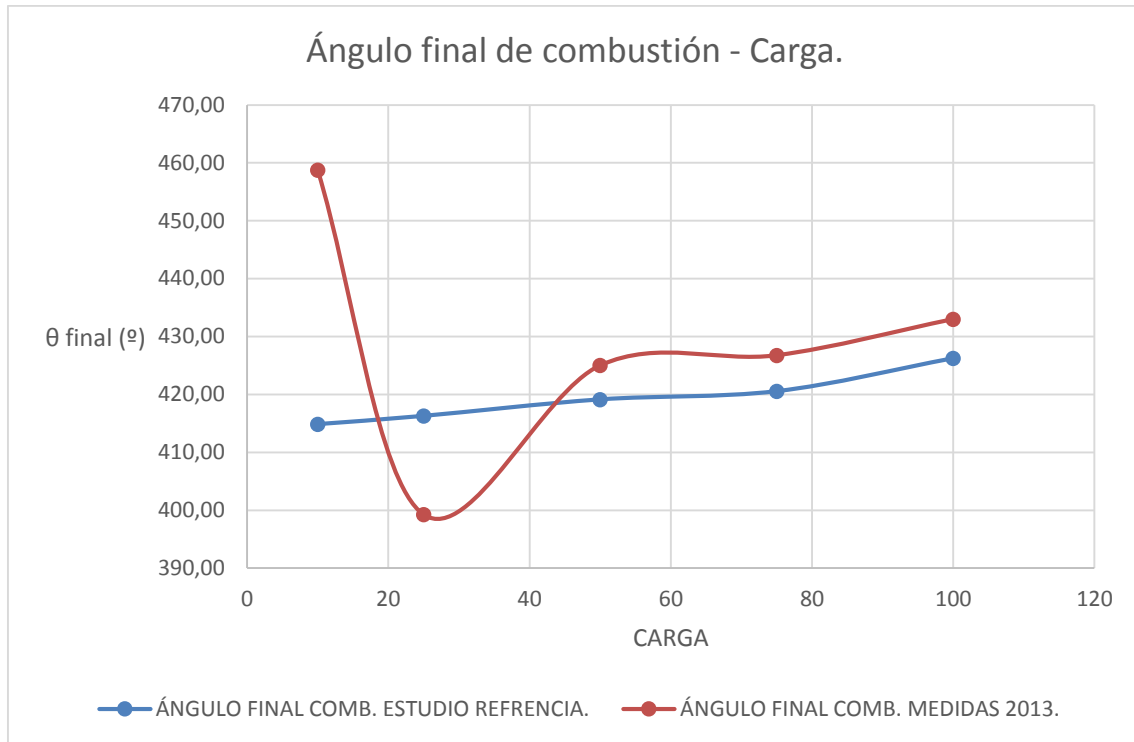


Figura 1.44. Representación Ángulo final de combustión – Carga. Comparación.

Como se puede observar, el estudio de referencia sobredimensiona el valor de los parámetros en la mayoría de los casos. El hecho de utilizar una frecuencia de corte inferior hace que se pierda parte de la información de la onda que afecta al resultado sobre todo cuando el parámetro se ha calculado por acumulación: en el caso por ejemplo del calor liberado, se tiene que el calor neto sobrepasa el calor aportado por el combustible en algunos puntos de carga, hecho imposible por conservación de la energía. El filtrar a una frecuencia de corte superior sin entrar en la resonancia ha permitido, en primera instancia, ajustar mejor a la realidad el calor liberado.

En cuanto al ángulo de inicio y final de la combustión, se ha tomado como criterio que son los ángulos en los que se ha liberado un 1% y un 99% del calor liberado, respectivamente. Si observamos la gráfica de calor liberado de la Figura 1.37. veremos que el paso por de la gráfica de calor liberado (inicio de la combustión) no es exactamente 360°, sino un poco antes; también se produce un retraso considerable del ángulo final de combustión. Esto se debe al criterio adoptado: las oscilaciones de la curva de calor liberado hacen que la gráfica de fracción de masa quemada oscile al inicio y sobre todo al final, falseando los ángulos de inicio y final de combustión. Para evitar este hecho y al ser necesarios los ángulos de inicio y final de combustión para los siguientes capítulos, estimaremos los mismos mirando los puntos en los que la curva de liberación de calor se anula (ángulo de inicio de combustión) y el ángulo en el que la curva de calor liberado comienza a tener tendencia al cero (ángulo final de combustión).

	CARGA.				
	100	75	50	25	10
Frec. de filtro	720	750	750	750	750
Ángulo Inicio según cálculo. (°)	363.25	362.5	361.75	361.75	364
Ángulo Final según cálculo (°)	460	473.5	454.5	410.5	497.25
Ángulo Inicio según gráfica. (°)	355.5	355.5	356.5	357.5	358.5
Ángulo final según gráfica (°)	465	463.5	442.75	443	445.5

Figura 1.45. Ángulo de inicio y fin de combustión calculados con la aplicación Excel y con la gráfica de calor liberado.

1.5. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO 1.

En este primer capítulo se ha abordado la problemática de la adquisición de datos y su tratamiento y acondicionamiento posterior. Las conclusiones extraídas se exponen a continuación:

- El uso de software capaz de filtrar los datos es una herramienta importante a la hora de realizar la medida. El filtro evita oscilaciones de la onda de presión que pueden influir en cálculos posteriores.
- El cálculo de la frecuencia de resonancia del conducto es importante a la hora de filtrar, puesto que determina si podemos abarcar más o menos frecuencias del espectro que hacen que se retenga información suficiente de la onda de presión.
- El hecho de alejar el sensor del cilindro hace que sea necesario filtrar a una frecuencia de corte más baja, perdiendo información de la onda de presión. En las medidas realizadas en 2013, el sensor estaba mucho más cerca del cilindro, ajustándose más los resultados a los esperados de los ensayos.
- Para el modelado posterior son importantes los ángulos de inicio de combustión y las curvas de calor liberado. Se han seleccionado las cargas que presentaban una curva de calor liberado en las que se podía apreciar en cierta manera las fases de la combustión. Estas curvas se muestran en el **ANEXO I**.
- El cálculo de parámetros servirá para validar el modelado del motor que se realizará mediante software, explicado en el **Capítulo 5**.

**CAPÍTULO 2. MODELADO DE LA COMBUSTIÓN A PARTIR DE
MEDIDAS DE PRESIÓN Y VOLUMEN EN EL CILINDRO. LEY DE DOS
WIEBES.**

2.1. EL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS.

El proceso de combustión en MCIA supone el aspecto más importante dentro del estudio de este tipo de motores, pero también fue inicialmente la parte más difícil de modelar y estudiar. Gracias a las nuevas tecnologías de visualización y medida dentro del propio cilindro se puede parametrizar y comprender un tanto mejor este proceso.

La combustión en MCIA comienza con la introducción de aire al cilindro (previa apertura de la válvula de admisión), bien sea por succión en la carrera de admisión (motores atmosféricos o de aspiración natural) o por combinación de este fenómeno de succión con la acción de un turbocompresor (motores sobrealimentados o de aspiración forzada). Tras la admisión de aire en el cilindro, se cierra la válvula de admisión, quedando el cilindro como un sistema termodinámico cerrado al que podremos aplicar las leyes de conservación de energía con una masa constante. A continuación, el aire en el cilindro se comprime durante la carrera de compresión, añadiéndose combustible en forma de gotas para lograr una mejor mezcla entre estos dos fluidos y favoreciendo la combustión. En los motores de encendido provocado (MEP) se produce la combustión mediante una chispa eléctrica provocada por una bujía; mientras que en los motores de encendido por compresión (MEC) como el que nos ocupa, la combustión se produce por inflamación del combustible al someterlo a condiciones elevadas de presión.

A partir de la adición de combustible al aire, su mezcla e inflamación comienzan a sucederse una serie de fenómenos físicos y químicos que tienen como características fundamentales su tridimensionalidad, el carácter no estacionario y su corta duración.

2.2. PROCESO DE COMBUSTIÓN EN MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN (MEC).

El motor objeto de estudio es de tipo MEC (encendido por compresión, Diesel) y sobrealimentado, es decir, el aire que se introduce al cilindro entra tanto por succión en la carrera de admisión como por efecto de la presión en el colector de admisión producida por un compresor situado antes de dicho colector.

Como se puede apreciar en la *Figura 2.1* la válvula de admisión se abre (Intake Valve Open, IVO) cuando el ángulo de giro del motor es tal que el pistón se encuentra antes del punto muerto superior (PMS, en inglés, TDC) en carrera ascendente. Cuando el pistón desciende se produce el fenómeno de succión anteriormente mencionado hasta que el mismo llega al punto muerto inferior (PMI, en inglés, BDC). En el PMI se produce el cierre de la válvula de admisión (Intake Valve Close, IVC), estando cerradas las válvulas correspondientes al escape. De esta forma, y como hemos indicado antes, el pistón se puede considerar un sistema cerrado de masa constante al que podremos aplicar los principios de la termodinámica.

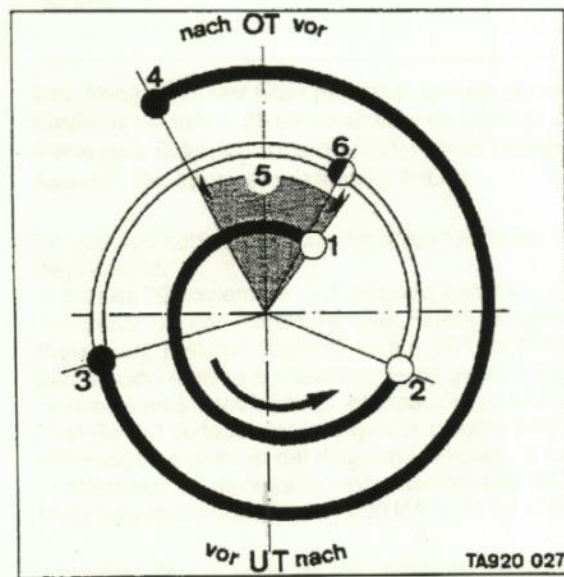


Figura 2.1. Diagrama indicador del motor estudiado.

Tras el cierre de la válvula de admisión (IVC), el aire comienza a ser comprimido por el pistón y esto hace que se vaya incrementando su presión y su temperatura. Un tiempo antes que el pistón alcance el punto muerto superior, se abre la aguja del inyector y se suministra el combustible. A partir de este instante empiezan a ocurrir una serie de procesos físicos y químicos en el interior del cilindro (transformación del combustible en gotas, mezclado de aire y combustible, movimientos del flujo en el pistón) que son previos al proceso de liberación de energía como tal, mientras el combustible líquido continua siendo inyectado.

Inicialmente, el chorro de combustible a la salida del inyector empieza a convertirse en pequeñas gotas debido a las condiciones en las que encuentra al aire (presión, velocidad del flujo de aire y movimiento en el interior del pistón) y al efecto de resistencia aerodinámica por la velocidad a la que es inyectado. Estas gotas se vaporizan y mezclan en fase gaseosa con el aire, de forma que en aquellas zonas donde se alcancen las condiciones de estequiometría, se iniciará aceleradamente la combustión por autoinflamación. Este fenómeno comienza a producirse prácticamente en el PMS (unos grados antes) y a partir de ese punto tiene lugar la reacción de combustión de forma progresiva y en la que podemos distinguir varias fases,

2.2.1. Fases de la combustión.

En el proceso de combustión en sí mismo, podemos distinguir cuatro fases:

- Preignición. Esta fase abarca desde la inyección del combustible hasta la formación de los primeros núcleos de autoinflamación. Incluye también la vaporización del combustible y la mezcla del mismo con el aire hasta que se supera la temperatura de autodetonación.
- Premezcla. También llamada combustión premezclada, es la primera fase de la combustión como reacción química. Comienza con la autoinflamación del combustible y es una fase muy violenta de la combustión (se puede localizar por el pico de presión

producido). Esta fase acaba cuando el proceso de combustión se estabiliza y da lugar a una reacción más pausada. En este proceso se puede llegar a liberar hasta el 30% de la energía aportada por el combustible.

- Difusión. Después de producirse el punto de máxima presión y una fase de combustión violenta tiene lugar esta fase, caracterizada por un proceso de quemado del combustible más gradual y donde se libera el grueso de la energía aportada por el combustible. En esta fase se suele producir la temperatura más alta alcanzada en el cilindro.
- Combustión residual. A lo largo de la carrera de expansión, el combustible restante (ya en menor proporción) se sigue quemando y da lugar a unas colas observables en la curva de calor liberado.

En la *Figura 2.2* se pueden observar las fases del proceso de combustión según la curva de calor liberado frente a ángulo de combustión:

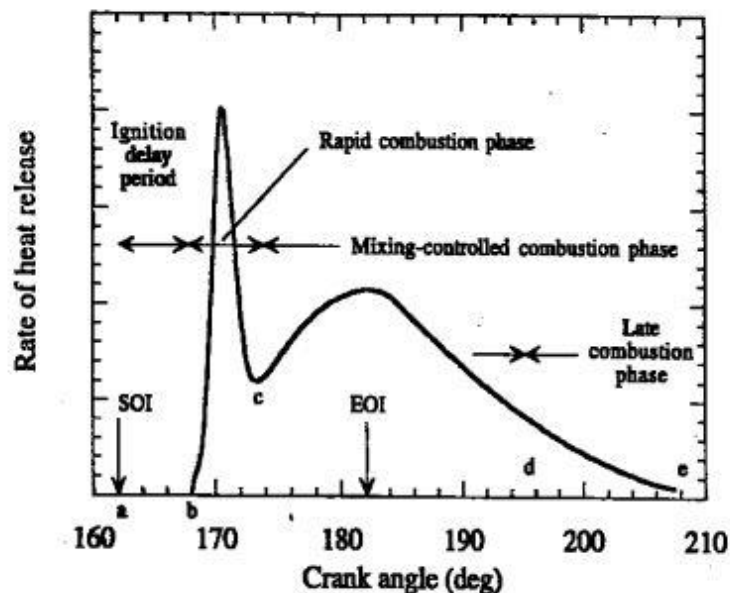


Figura 2.2. Fases del proceso de combustión en un motor diésel. Se pueden apreciar las fases de preignición (Ignition delay), premezcla (Rapid combustion phase), difusión (Mixing-controlled combustion phase) y residual (Late combustion phase); así como el inicio de la inyección de combustible (Start of injection, SOI) y el final de la misma (End of injection, EOI).

El proceso de combustión en el pistón libera una energía que se transforma en movimiento en la carrera descendente (carrera de expansión). Esta parte del ciclo del motor, como se ha mencionado anteriormente, es la que genera trabajo y potencia mecánica, por ello, el control del proceso de combustión y su estudio son cuestiones de suma importancia.

2.2.2. Aporte del combustible y mezclado en el cilindro.

El combustible se introduce en el cilindro a través de un inyector que suministra el mismo a alta presión. Para suministrar dicha presión se dispone de bombas de inyección mecánica, que mediante el movimiento de una cremallera permiten que un pistón suministre combustible a alta presión al inyector. De esta manera se consigue un suministro continuo de combustible a lo largo de las fases de combustión.

Para que se produzca una combustión plena y completa es necesaria la mezcla entre combustible y aire. Para ello, en el cilindro se intenta que se produzcan los movimientos de “swirl” (giro en un eje perpendicular a la superficie del cilindro), “tumble” (giro en un eje paralelo a la superficie del cilindro) que tienen como consecuencia los llamados remolinos o “squish”.

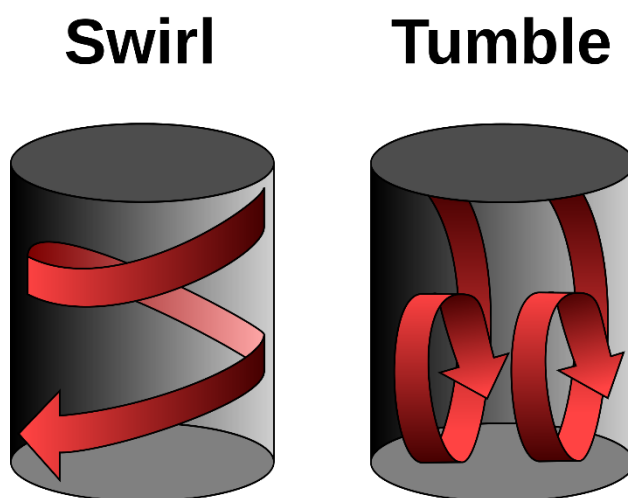


Figura 2.3. Movimientos de “swirl” y “tumble” del cilindro.

2.3. OBTENCIÓN DE LAS CURVAS DFQL Y FQL.

Las curvas FQL (fracción de calor liberado o masa quemada) y DFQL (derivada de la anterior, velocidad de liberación de calor) son las que marcan el proceso de combustión en el interior del cilindro. Para la obtención de estas curvas se partirá de las medidas de presión realizadas dentro del cilindro durante el ciclo completo del motor. Partiendo de las medidas de presión a intervalos regulares de ángulo de giro del cigüeñal y conociendo las relaciones geométricas del conjunto pistón – biela se puede conocer el volumen desplazado en cada intervalo angular (cuyo cálculo se especificó en el **Capítulo 1**).

En la *Figura 2.4* se puede ver un resumen de las propiedades geométricas del conjunto pistón – biela, se acompaña esta figura con la expresión utilizada para el cálculo del volumen:

GEOMETRÍA DEL MOTOR	
Diámetro del cilindro (cm)	16,50
Carrera del pistón (cm)	18,50
Longitud de biela (cm)	34,10
Relación compresión	15,50
Número de cilindros	12,00
Radio manivela (cm)	9,25
Volumen en PMS (cm ³)	272,81

Figura 2.4. Propiedades geométricas necesarias para el cálculo de volumen.

$$V(\theta) = V_{PMS} + \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot \left(R \cdot (1 - \cos(\theta)) + L \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \cdot (\sin(\theta))^2} \right) \right)$$

Ec. 2.1. Cálculo del volumen en función del ángulo.

Siendo:

- V_{PMS} : Volumen restante una vez que el cilindro alcanza el punto muerto superior.
- D: diámetro de pistón.
- R: radio de la manivela.
- L: longitud de la manivela.

Teniendo el volumen y la presión en cada intervalo angular, la curva DFQL se puede hallar mediante la expresión:

$$DFQL(\theta) = \frac{\Delta Q_{fuel}(\theta)}{\Delta \theta}$$

$$DFQL(\theta) = \frac{1}{\gamma(T(\theta)) - 1} V(\theta) \left(\frac{P(\theta + \Delta \theta) - P(\theta)}{\Delta \theta} \right) + \frac{\gamma(T(\theta))}{\gamma(T(\theta)) - 1} P(\theta) \left(\frac{V(\theta + \Delta \theta) - V(\theta)}{\Delta \theta} \right) + \frac{60}{n(rpm)} \frac{1}{360} \dot{Q}_{ht}(\theta) \cdot \Delta \theta$$

Ec 2.2. Cálculo de la DFQL.

Siendo:

- $\gamma(T(\theta))$: coeficiente adiabático dependiente de la temperatura.
- $T(\theta)$: temperatura de los gases.
- $V(\theta)$: volumen ocupado por los gases en el cilindro.
- $P(\theta)$: presión en cada ángulo de giro del cigüeñal.
- n: velocidad en r.p.m.
- \dot{Q}_{ht} : calor transferido a las paredes.

El coeficiente $\gamma(T(\theta))$ se calcula según los calores específicos a presión y volumen constante considerando productos quemados y no quemados (correlaciones del NIST, **Capítulo 1**). La temperatura $T(\theta)$ se calculará aplicando la relación de los gases ideales al sistema cerrado

conformado por el cilindro, y el calor \dot{Q}_{ht} se halla mediante las relaciones establecidas por el método de Woschni. Ambos procesos de cálculo se encuentran detallados en el **Capítulo 1**. A continuación, se recogen las expresiones matemáticas necesarias para el cálculo de temperatura y calor transferido a las paredes:

$$T(\theta) = \frac{P(\theta) \cdot V(\theta)}{M \cdot R}$$

Ec. 2.3. Cálculo de la temperatura.

Siendo:

- $P(\theta)$: presión en cada ángulo de giro del cigüeñal.
- $V(\theta)$: volumen en cada ángulo de giro del cigüeñal.
- M : masa de gases en el cilindro, considerada constante. Esta masa será suma de la aportada por el aire, el combustible y los productos residuales de la combustión anterior.
- R : constante de los gases ideales.

$$\dot{Q}_{ht,i} = h_c(\theta) \cdot A_{w,i} \cdot (T(\theta) - T_w)$$

$$h_c(\theta) = 130B^{-0,2} \cdot v(\theta)^{0,8} \cdot P(\theta)^{0,8} \cdot T(\theta)^{-0,53}$$

$$v(\theta) = c_1 c_m + c_2 \frac{V_d \cdot T_{IVC}}{P_{IVC} \cdot V_{IVC}} (P(\theta) - P_m)$$

$$P_m = P_{IVC} \cdot \left(\frac{V_{IVC}}{V(\theta)} \right)^n$$

Ec. 2.4. Conjunto de ecuaciones que definen el modelo de transmisión de Woschni.

Siendo:

- $\dot{Q}_{ht,i}$: calor transmitido a la pared.
- $h_c(\theta)$: coeficiente convectivo.
- $A_{w,i}$: área del pistón en contacto con el fluido, suma de las áreas de la culata, cabeza del pistón y superficie lateral instantánea.
- B : diámetro del cilindro.
- $v(\theta)$: velocidad instantánea que tiene en cuenta la contribución del pistón y de la combustión.
- P_m : presión estimada por relación politrópica.
- n : coeficiente politrópico de la mezcla.
- c_m : velocidad media del pistón.
- $P_{IVC}, V_{IVC}, T_{IVC}$: presión, volumen y temperatura al cierre de la válvula de admisión.
- c_1, c_2 : coeficientes del método Woschni, que se pueden hallar con la *Figura 2.5*.

FASE DEL CICLO	C ₁	C ₂	
		MEC inyección indirecta	Resto de motores
Renovación de la carga	$6,18+0,417 \cdot (B\omega_p/2)/C_m$	0	0
Compresión	$2,28+0,308 \cdot (B\omega_p/2)/C_m$	0	0
Combustión y expansión	$2,28+0,308 \cdot (B\omega_p/2)/C_m$	$6,22 \cdot 10^{-3}$	$3,24 \cdot 10^{-3}$

Tabla 1 Valores de los coeficientes c₁ y c₂ del modelo de Woschni.

Figura 2.5. Coeficientes C1 y C2 del método Woschni.

Las curvas FQL se obtienen a partir de los valores de su derivada (DFQL) por integración numérica:

$$FQL(\theta_0) = DFQL(\theta_0)$$

$$FQL(\theta) = FQL(\theta - \Delta\theta) + DFQL(\theta)$$

Ec. 2.5. Cálculo de la FQL a partir de la DFQL.

Siendo:

- $DFQL(\theta_0)$: valor de la DFQL en el ángulo inicial de iteración.
- $DFQL(\theta)$: valor de la DFQL en el ángulo actual.
- $FQL(\theta - \Delta\theta)$: valor de la FQL en el ángulo anterior.
- $FQL(\theta)$: valor de la curva FQL en el ángulo actual.

2.4. OBTENCIÓN DE CURVAS FQL Y DFQL EXPERIMENTALES.

2.4.1. Cálculo de la curva de velocidad de liberación de calor, DFQL.

La obtención de las curvas DFQL y FQL a partir de los datos experimentales son el punto de partida para el modelado de la combustión del cilindro. Para la obtención de los valores de la función DFQL se ha hecho uso exclusivamente de las relaciones expuestas anteriormente, conocidos los registros de presión en función del ángulo de giro del cigüeñal, las relaciones geométricas necesarias y las correlaciones termodinámicas propias de los modelos aplicados. Los valores de la curva DFQL se pueden obtener directamente del libro de cálculo en Excel que se explica detalladamente en el **Capítulo 1**.

El proceso seguido para calcular la FQL es bastante más laborioso y se detalla a continuación.

2.4.2. Proceso de cálculo de la curva de calor liberado acumulado o fracción de masa quemada, FQL.

1. Selección del punto inicial de acumulación.

Partiendo de la curva DFQL, tomaremos como punto inicial de acumulación aquel en el que se hace mínima la FQL antes del inicio de la combustión (Start of combustión, SOC). Este punto se encuentra en la fase conocida como preignición o precombustión, el combustible ha consumido energía que permanece en forma de calor en las paredes y la combustión anterior para evaporarse y a partir de ese punto mínimo en la DFQL comienza a liberar calor.

Cabe destacar que, por las ecuaciones a utilizar en el modelo de parametrización posterior, se toma como referencia la posición angular del punto muerto superior, es decir,

$$\theta_{PMS} = 0$$

2. Corrección de la curva DFQL (ϑ).

Para evitar singularidades en la parametrización posterior (modelo de combustión de Wiebe), corregiremos la curva DFQL elevando la misma y haciendo cero este punto mínimo. Para ello, hallaremos gráficamente el valor de dicho punto y se sumará a todos los valores de la DFQL el valor del punto inicial de iteración.

3. Cálculo de los valores de FQL (ϑ).

A partir de los valores de la curva DFQL corregida, se comenzará la integración numérica (acumulación) para el cálculo de la curva FQL. El ángulo inicial de iteración será el correspondiente al mínimo de la curva DFQL (ángulo que, al corregir la función DFQL, le corresponde un valor de $DFQL(\theta_0) = 0$).

4. Selección del ángulo final de acumulación.

Supondremos como valor final de integración de la curva FQL el ángulo de fin de la combustión (End of combustión, EOC). Este ángulo ha sido estimado para cada carga en el **Capítulo 1**.

5. Organización de los datos.

Para facilitar la parametrización posterior, se ha decidido organizar los datos de DFQL en la primera hoja de un libro de Excel. Para cada carga, el libro de Excel en el que se recogen los datos y su posterior parametrización sigue el código **Ajuste_Vibe_Carga%.xlsx**. En esta primera hoja, se recogen los datos como sigue:

Ángulo ref.	Ángulo	DFQL		Inicio acumulación	DFQL CORREGIDA	FQL
Ángulo referenciado con el PMS como origen.	Ángulo de giro del cigüeñal.	Valor de la DFQL obtenida mediante libro de Excel (Cap.1).	Valor DFQL	Valor mínimo de DFQL para corregir.	DQFL corregida con el valor mínimo.	Integración numérica de la DFQL corregida.
			Ángulo	Ángulo de ese mínimo (inicio de integración).		
				Final acumulación		
			EOC	Ángulo final de integración.		
			Valor FQL	Calor total liberado por el combustible.		

Figura 2.6. Organización de datos de DFQL, ángulos inicial y final de iteración, DFQL corregida y FQL.

2.4.3. DFQL original, DFQL corregida y FQL de nuestros datos experimentales.

A continuación se muestran la serie de gráficas que muestran las curvas DFQL, DFQL corregida y FQL halladas a partir de los registros de presión en el interior del cilindro. Se muestran dos gráficas para cada punto de carga; en la primera de ellas se representan las curvas DFQL original y DFQL corregida, en la segunda se muestra la FQL calculada. Acompañando a las gráficas se adjunta una tabla con los puntos inicial y final de acumulación.

1. Motor al 100% de carga.

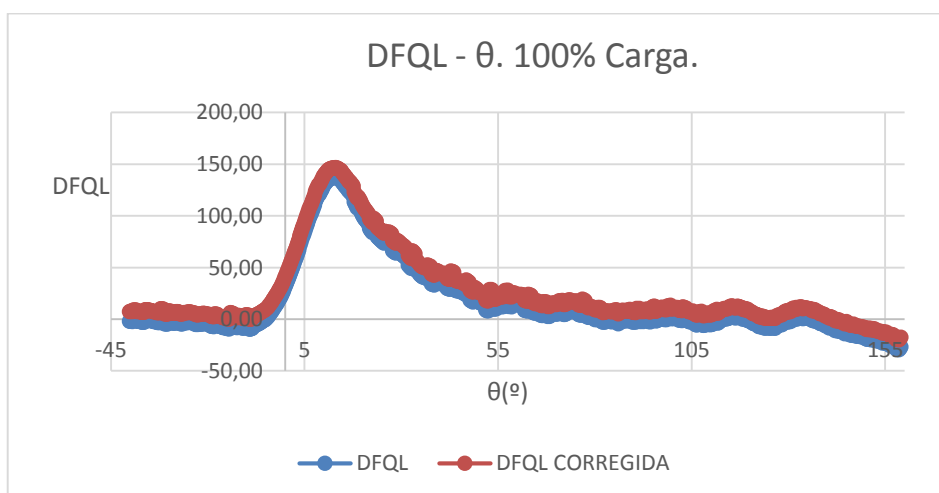


Figura 2.7. Representación de la DFQL original y corregida frente al ángulo para el 100% de carga.

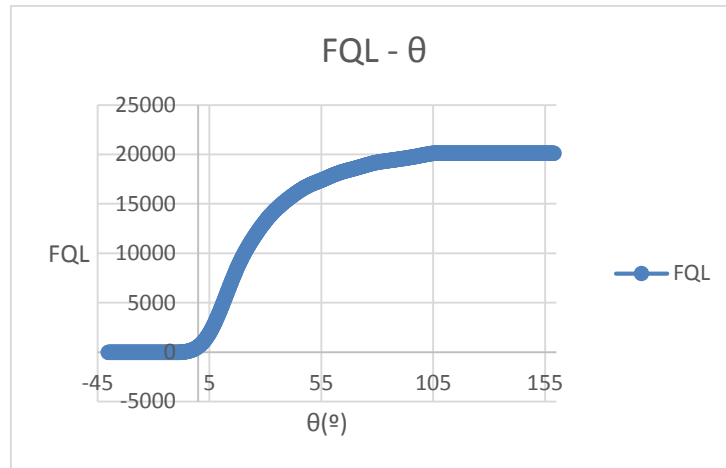


Figura 2.8. Representación gráfica de la FQL frente al ángulo para el 100% de carga.

	Inicio acumulación
Valor DFQL	-9,53627876
Ángulo	-9,25
	Final acumulación
EOC	105
Valor FQL	20119,31426

Figura 2.9. Valores de los puntos iniciales y finales de integración numérica para el 100% de carga.

2. Motor al 75% de carga.

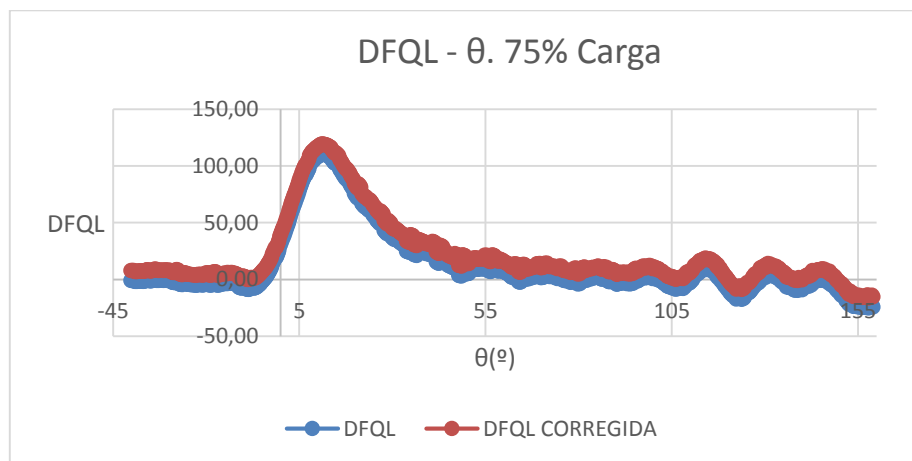


Figura 2.10. Representación de la DFQL original y corregida frente al ángulo para el 75% de carga.

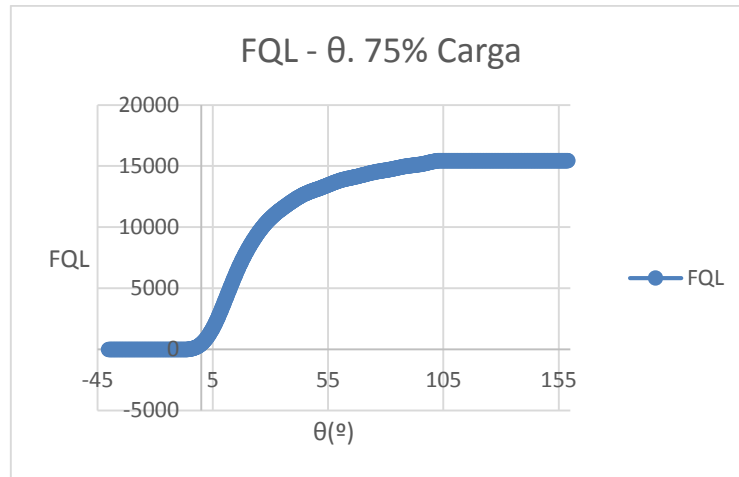


Figura 2.11. Representación gráfica de la FQL frente al ángulo para el 75% de carga.

	Inicio acumulación
Valor DFQL	-8,77050621
Ángulo	-8,275
	Final acumulación
EOC	103,5
Valor FQL	15464,34035

Figura 2.12. Valores de los puntos iniciales y finales de integración numérica para el 75% de carga.

3. Motor al 50% de carga.

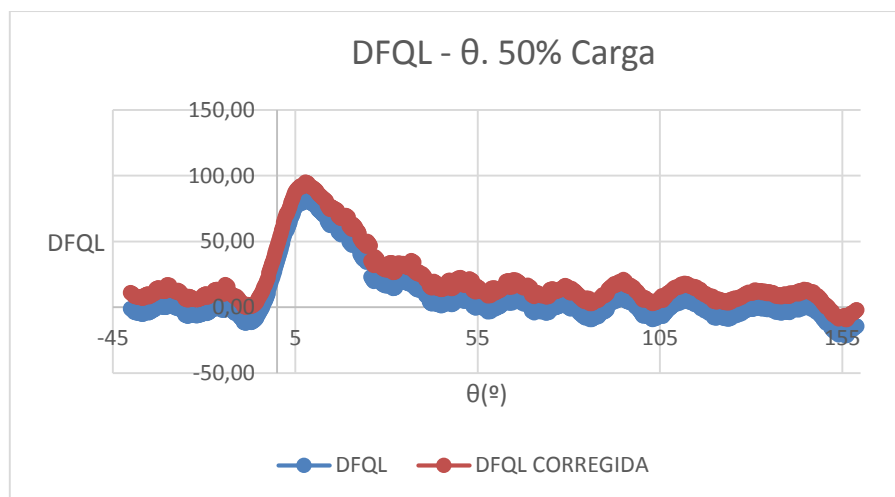


Figura 2.13. Representación de la DFQL original y corregida frente al ángulo para el 50% de carga.

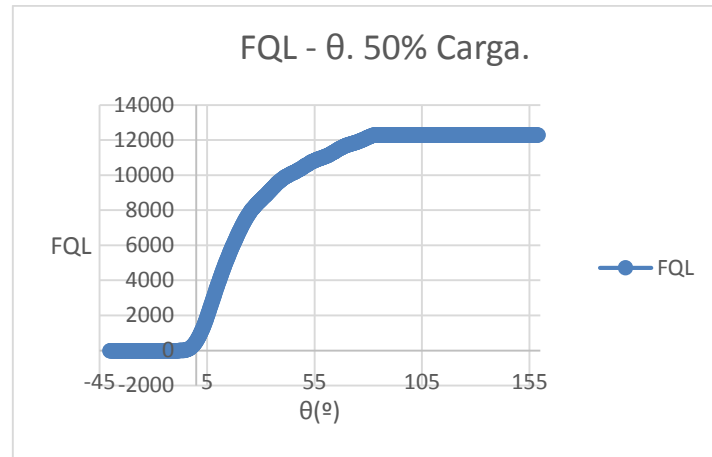


Figura 2.14. Representación gráfica de la FQL frente al ángulo para el 50% de carga.

	Inicio acumulación
Valor DFQL	-12,24062490
Ángulo	-8,5
	Final acumulación
EOC	82,75
Valor FQL	12294,30323

Figura 2.15. Valores de los puntos iniciales y finales de integración numérica para el 50% de carga.

4. Motor al 25% de carga.

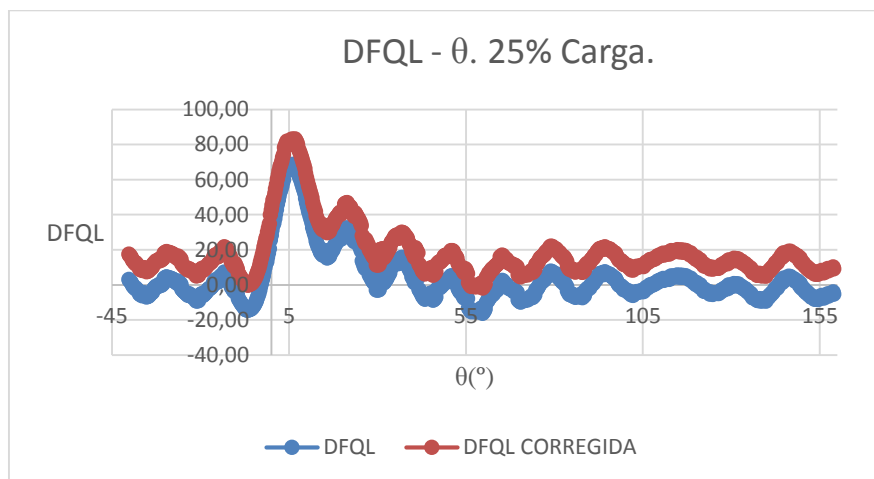


Figura 2.16. Representación de la DFQL original y corregida frente al ángulo para el 25% de carga.

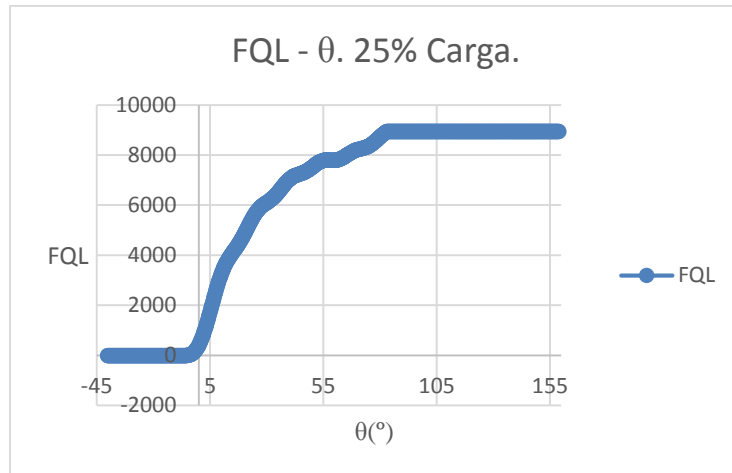


Figura 2.17. Representación gráfica de la FQL frente al ángulo para el 25% de carga.

	Inicio acumulación
Valor DFQL	-14,36328984
Ángulo	-6,5
	Final acumulación
EOC	83
Valor FQL	8941,973928

Figura 2.18. Valores de los puntos iniciales y finales de integración numérica para el 25% de carga.

5. Motor al 10% de carga.

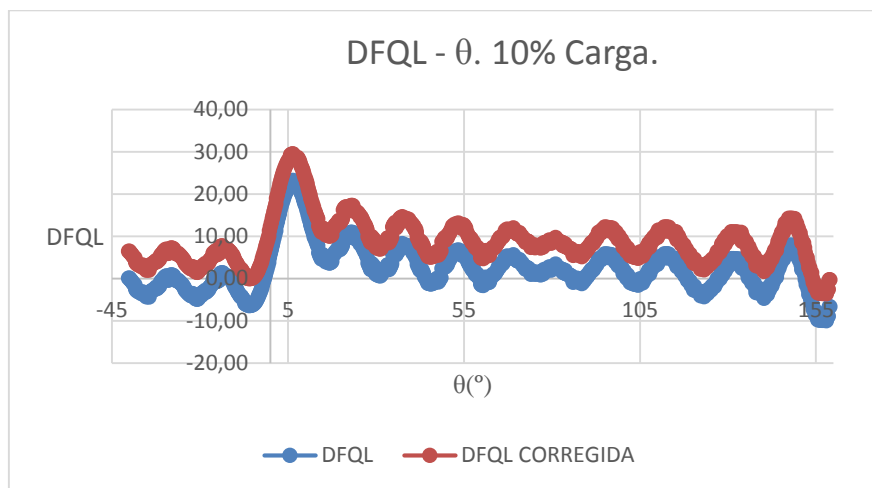


Figura 2.19. Representación de la DFQL original y corregida frente al ángulo para el 10% de carga.

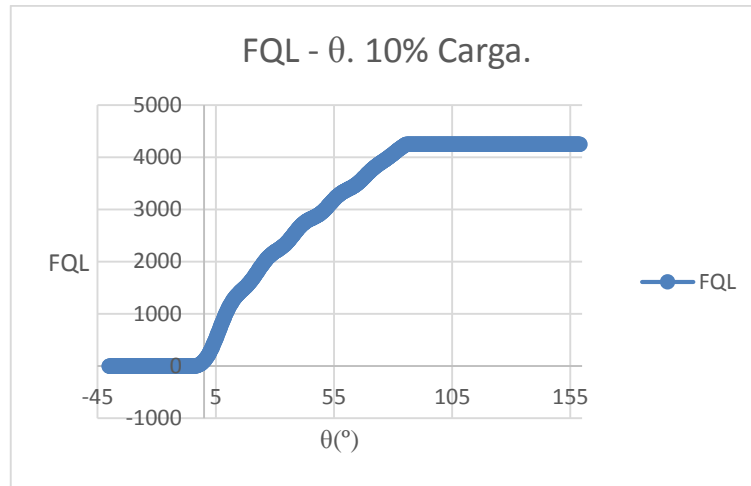


Figura 2.20. Representación gráfica de la FQL frente al ángulo para el 10% de carga.

	Inicio acumulación
Valor DFQL	-6,34563016
Ángulo	-6
	Final acumulación
EOC	85,5
Valor FQL	4248,940762

Figura 2.21. Valores de los puntos iniciales y finales de integración numérica para el 10% de carga.

2.5. MODELIZACIÓN DE LA COMBUSTIÓN. MODELO DE COMBUSTIÓN DE WIEBE.

2.5.1. El modelo de combustión de Wiebe.

El modelo de combustión de Wiebe plantea una expresión algebraica sencilla, basada en la función exponencial, que relaciona la FQL y la DFQL con el ángulo del giro del cigüeñal. La expresión inicial de esta ley de liberación de calor tenía como inconveniente el hecho de considerar una sola fase. Watson, posteriormente, introdujo la idea de modelar con la ecuación de Wiebe las distintas partes del proceso de combustión, proponiendo una función exponencial a para cada una de dichas fases y asignando una ponderación (reflejada en un parámetro variable de cero a la unidad) a cada una de estas funciones. De esta forma, las correlaciones para la curva FQL y su derivada (DFQL) quedan como sigue:

$$FQL = \left[1 - e^{\left[-C_0 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{00}}{\Delta \alpha_0} \right)^{(m+1)} \right]} \right]$$

Ec. 2.6. Expresión matemática que relaciona FQL con ángulo de giro, α .

$$FQL = \beta_0 \cdot \left[1 - e^{\left[-C_0 \left(\frac{\alpha - \alpha_{00}}{\Delta \alpha_0} \right)^{(m_0+1)} \right]} \right] + \beta_1 \cdot \left[1 - e^{\left[-C_1 \left(\frac{\alpha - \alpha_{01}}{\Delta \alpha_1} \right)^{(m_1+1)} \right]} \right] +$$

$$+ \beta_2 \cdot \left[1 - e^{\left[-C_2 \left(\frac{\alpha - \alpha_{02}}{\Delta \alpha_2} \right)^{(m_2+1)} \right]} \right] + \beta_3 \cdot \left[1 - e^{\left[-C_3 \left(\frac{\alpha - \alpha_{03}}{\Delta \alpha_3} \right)^{(m_3+1)} \right]} \right]$$

Ec. 2.7. Expresión matemática que relaciona FQL con ángulo de giro, α .
Nótese la asignación de una exponencial por cada una de las fases de la combustión, así como su factor de ponderación β asociado.

$$DFQL_- = \left[\frac{C_0 \cdot (m_0 + 1)}{\Delta \alpha_{00}} \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{00}}{\Delta \alpha_{00}} \right)^{m_0} \cdot e^{\left[-C_0 \left(\frac{\alpha - \alpha_{00}}{\Delta \alpha_{00}} \right)^{(m_0+1)} \right]} \cdot \beta_0 \right] + \left[\frac{C_1 \cdot (m_1 + 1)}{\Delta \alpha_{01}} \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{01}}{\Delta \alpha_{01}} \right)^{m_1} \cdot e^{\left[-C_1 \left(\frac{\alpha - \alpha_{01}}{\Delta \alpha_{01}} \right)^{(m_1+1)} \right]} \cdot \beta_1 \right] +$$

$$+ \left[\frac{C_2 \cdot (m_2 + 1)}{\Delta \alpha_{02}} \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{02}}{\Delta \alpha_{02}} \right)^{m_2} \cdot e^{\left[-C_2 \left(\frac{\alpha - \alpha_{02}}{\Delta \alpha_{02}} \right)^{(m_2+1)} \right]} \cdot \beta_2 \right] + \left[\frac{C_3 \cdot (m_3 + 1)}{\Delta \alpha_{03}} \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{03}}{\Delta \alpha_{03}} \right)^{m_3} \cdot e^{\left[-C_3 \left(\frac{\alpha - \alpha_{03}}{\Delta \alpha_{03}} \right)^{(m_3+1)} \right]} \cdot \beta_3 \right]$$

Ec. 2.8. Expresión matemática que relaciona la DFQL con el ángulo de giro α del cigüeñal para cada fase de la combustión. Es la derivada de la Ec.2.7.

Los parámetros que aparecen en el modelo de combustión de Wiebe para motores Diésel modifican el rango, el tamaño o la forma de la FQL y la DFQL. Estos parámetros son:

- α : ángulo de giro del cigüeñal. Es la variable independiente.
- $\Delta \alpha$: duración de cada una de las fases de la combustión. Es el parámetro que establece el rango de valores que puede tomar la variable independiente α .
- α_0 : ángulo inicial de la combustión. Establece el ángulo de inicio de cada una de las fases de la combustión.
- β : representa la ponderación o el peso de cada fase en el total del proceso de combustión. El parámetro β varía desde un mínimo de cero hasta un máximo de uno, y la suma de los parámetros β asociados a cada una de las fases siempre debe ser la unidad.
- C : indica la fracción máxima de calor liberado que se puede producir en una fase. Para una combustión completa, el parámetro C toma un valor típico de $C = 6,9$.
- m : llamado parámetro de forma, permite modelar el tamaño de la función de Wiebe.

Hay que resaltar que, en el modelo anterior, la función de Wiebe variará entre cero y uno. Si multiplicamos por la masa de combustible en las unidades apropiadas (Kg/(ciclo-cilindro)) y por el poder calorífico del combustible (PCI) obtendremos la totalidad de energía liberada por el combustible.

2.5.2. Modelo de combustión seleccionado para nuestra aplicación. Parámetros y restricciones.

Para el posterior modelado en el programa **AVL BOOST**, y puesto que el programa lo permite, adoptaremos un modelo de combustión lo más completo posible. Esto pasa por determinar los parámetros necesarios para completar dos funciones de Wiebe. Así pues, modelamos la combustión con una función de dos exponenciales que relacionaremos con las fases de premezcla y difusión. De esta manera, nuestro modelo de combustión será combinación de dos funciones, dando lugar a una representación gráfica como la mostrada en la *Figura 2.22*:

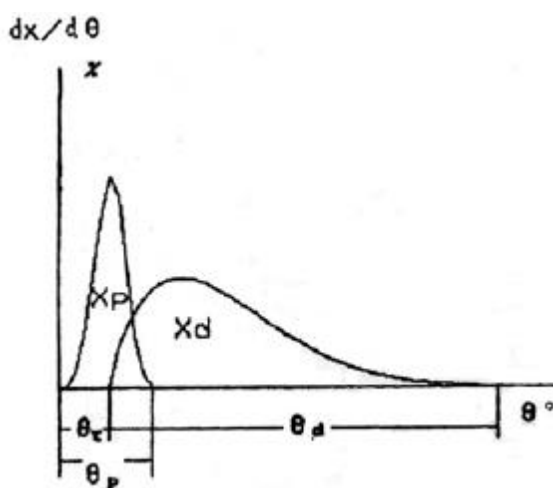


Figura 2.22. Fases de la combustión X_p (premezcla) y X_d (difusión) de la DFQL modeladas como dos leyes de Wiebe.

$$FQL = \beta_0 \cdot \left[1 - e^{\left[-C_0 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta \alpha_0} \right)^{(m_0+1)} \right]} \right] + \beta_1 \cdot \left[1 - e^{\left[-C_1 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_1}{\Delta \alpha_1} \right)^{(m_1+1)} \right]} \right]$$

Ec. 2.9. Modelo de combustión de dos leyes de Wiebe.

Para el modelado del proceso de combustión necesitamos ajustar los parámetros $\beta_0, \beta_1, \alpha_0, \alpha_1, \Delta \alpha_0, \Delta \alpha_1, C_0, C_1, m_0, m_1$. Para poder buscar los parámetros que mejor se ajusten a las gráficas obtenidas mediante las medidas experimentales haremos uso del programa **OriginPro 8**, que permite realizar regresiones múltiples no lineales. A continuación se expondrá el proceso seguido para calcular los parámetros de las funciones de Wiebe en **OriginPro 8** de manera

abreviada. Para conocer mejor el funcionamiento de **OriginPro 8** como aplicación para filtrar señales y realizar regresiones lineales múltiples es conveniente consultar el **ANEXO II**.

Las restricciones y valores fijos que estableceremos para los parámetros serán las siguientes:

$$C_0 = C_1 = 6,9$$

$$\alpha_0 = \alpha_1$$

$$m_0, m_1 \leq 10$$

$$\beta_0 + \beta_1 = 1$$

Ec. 2.10. Conjunto de restricciones a cumplir en las leyes de Wiebe.

2.5.3. Obtención de parámetros. Regresión múltiple no lineal. Uso del programa OriginPro 8.

A continuación, se describe el proceso de obtención de parámetros mediante el programa estadístico **OriginPro 8**:

1. Partimos de la curva a ajustar. El objetivo es que el modelo de combustión de Wiebe ajuste la curva FQL (mostrada anteriormente) obtenida por integración numérica a partir de la DFQL. Para ajustar esta curva crearemos en el programa **OriginPro 8** un fichero de extensión **.FDF** por cada curva a tratar. Estos ficheros han sido codificados como **FQL_Carga.FDF**.

El fichero se crea desde el propio programa, en el menú **TOOL > Fitting Function Organizer**. En este nuevo menú se introducen el título del fichero, una breve descripción de la función, la categoría donde ubicar el archivo **.FDF**, la propia función a ajustar, los valores iniciales para iterar y las restricciones. Una vez introducidos podemos simular la función con **Simulate**; para guardar el fichero basta con pulsar **Save**.

La función que ajustará nuestra curva experimental FQL en **OriginPro 8** es:

$$FQL = mf \cdot PCI \cdot \left[\beta_0 \cdot \left(1 - e^{\left(-C_0 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta \alpha_0} \right)^{(m_0+1)} \right)} \right) + (1 - \beta_0) \cdot \left(1 - e^{\left(-C_1 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_1}{\Delta \alpha_1} \right)^{(m_1+1)} \right)} \right) \right]$$

Ec. 2.11. Modelo de la curva FQL a introducir en Origin Pro.

Siendo:

- α : ángulo de giro del cigüeñal.
- $\Delta \alpha$: duración de cada una de las fases de la combustión.
- α_0 : ángulo inicial de la combustión.

- β : representa la ponderación o el peso de cada fase en el total del proceso de combustión.
- C: indica la fracción máxima de calor liberado que se puede producir en una fase.
- m: llamado parámetro de forma.
- mf: masa de combustible en el cilindro en kg/(ciclo·cilindro). Hallada mediante el consumo específico en el **Capítulo 1**.
- PCI: poder calorífico inferior del combustible, en J/Kg. Es un valor fijo y conocido, propio del combustible.

Para introducir la ecuación en el programa, nos hemos servido de la nomenclatura:

$\beta_0 = \text{BTA}$, $\alpha_0 = \text{AOO}$, $\alpha_1 = \text{A01}$, $\Delta\alpha_0 = \text{IA0}$, $\Delta\alpha_1 = \text{IA1}$, M0, M0, C0, C1, 'x' pasará a ser el ángulo del cigüeñal (variable independiente) e 'y' la DFQL (variable dependiente).

Una vista general del menú de creación de funciones se muestra a continuación:

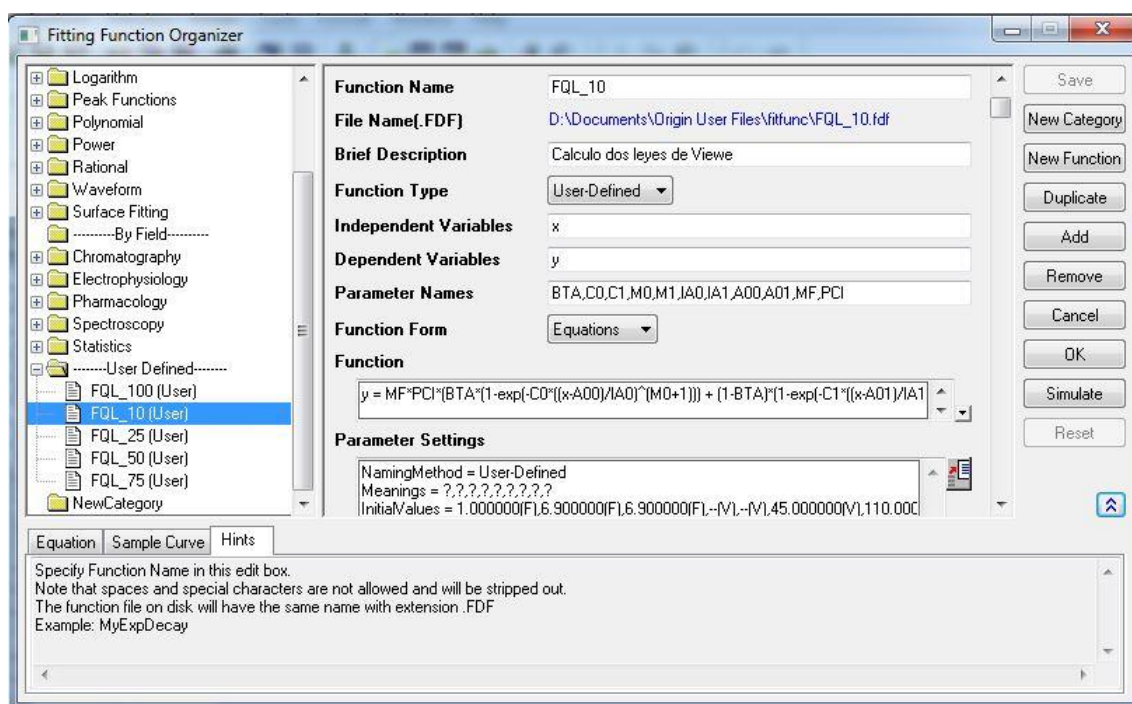
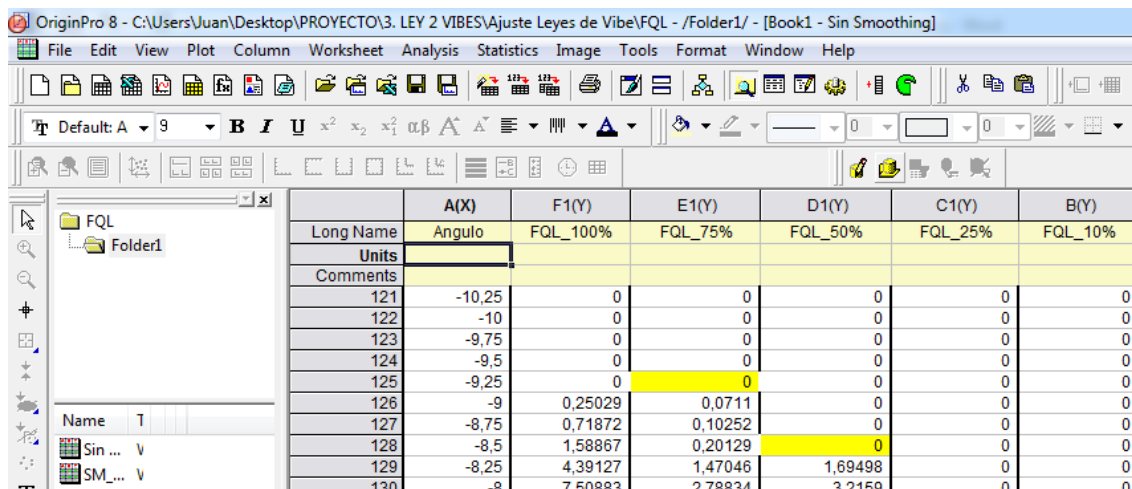


Figura 2.23. Menú Fitting Function Organizer, vista general.

- Una vez creados los archivos .FDF pasaremos a introducir los puntos experimentales. Desde un archivo de Excel podemos copiar los valores numéricos organizados por columnas. **OriginPro 8** muestra de inicio una columna para la variable independiente nombrada como A(X) y varias columnas para variables independientes nombradas como B(Y). Copiaremos el valor del ángulo de giro en la columna A(X) y las curvas FQL para cada carga en las columnas nombradas como B(Y), C(Y), D(Y), E(Y), F(Y).

OriginPro 8 deja tres filas iniciales para especificar el nombre de las variables, sus unidades y comentarios sobre ellas. Estas tres filas no computarán en ningún cálculo posterior, son informativas.

Una vista de las DFQL experimentales introducidas en **OriginPro 8** se muestra a continuación:



	A(X)	F1(Y)	E1(Y)	D1(Y)	C1(Y)	B(Y)
Long Name	Angulo	FQL_100%	FQL_75%	FQL_50%	FQL_25%	FQL_10%
Units						
Comments						
121	-10,25	0	0	0	0	0
122	-10	0	0	0	0	0
123	-9,75	0	0	0	0	0
124	-9,5	0	0	0	0	0
125	-9,25	0	0	0	0	0
126	-9	0,25029	0,0711	0	0	0
127	-8,75	0,71872	0,10252	0	0	0
128	-8,5	1,58867	0,20129	0	0	0
129	-8,25	4,39127	1,47046	1,69498	0	0
130	-8	7,50883	2,78834	3,2159	0	0

Figura 2.24. Organización de datos en Origin Pro 8.

- Con los datos introducidos en **Origin Pro 8**, para el ajuste de la curva seleccionaremos la herramienta Nonlinear Curve Fit, situada en **ANALYSIS > Fitting > Nonlinear Curve Fit**. Esta herramienta nos permite efectuar una regresión lineal múltiple a los datos experimentales ajustándolos a una función determinada. Una vez abierto el cuadro de opciones de esta herramienta, pasaremos a recorrer pestaña a pestaña las opciones que nos ofrece, rellenando o seleccionando en cada caso lo pedido. A modo de resumen, cada pestaña contiene:

- Settings:** aquí podremos seleccionar la función (archivo *.FDF*) que utilizaremos para el ajuste (*Function Selection*), los datos a ajustar (*Data Selection*), opciones para la curva de ajuste (*Fitted Curve*, permite dibujar o no la curva después del ajuste y usar el mismo rango de valores que la variable independiente a ajustar) y opciones avanzadas (*Advanced Settings*) en las que podemos seleccionar tolerancia del ajuste, número máximo de iteraciones en el proceso o el tipo de modelo de regresión (asintótico-simétrico o basado en comparaciones).
- Code:** aquí se encuentran la función (*Function*) introducida en nuestro archivo *.FDF*, las restricciones (*Constraints*) y los valores iniciales de iteración (*Parameter Init*). Desde aquí se pueden modificar tanto la función como los valores iniciales y restricciones, teniendo en cuenta que si guardamos esta nueva configuración se modificará el archivo original *.FDF*. Si queremos habilitar el inicio de iteración desde estos puntos y el uso de restricciones deberemos habilitarlas pulsando *Enable Automatic Parameter Initialization* y *Enable Linear Constraints*, respectivamente.
- Parameters:** se muestra una lista de los parámetros de la función a ajustar. En este menú se pueden fijar los parámetros pulsando el cuadrado marcado como *Fixed* e introduciendo el valor deseado en la columna *Value*.

- **Bounds:** en este menú podemos introducir los intervalos entre los que oscilarán los valores de los parámetros.

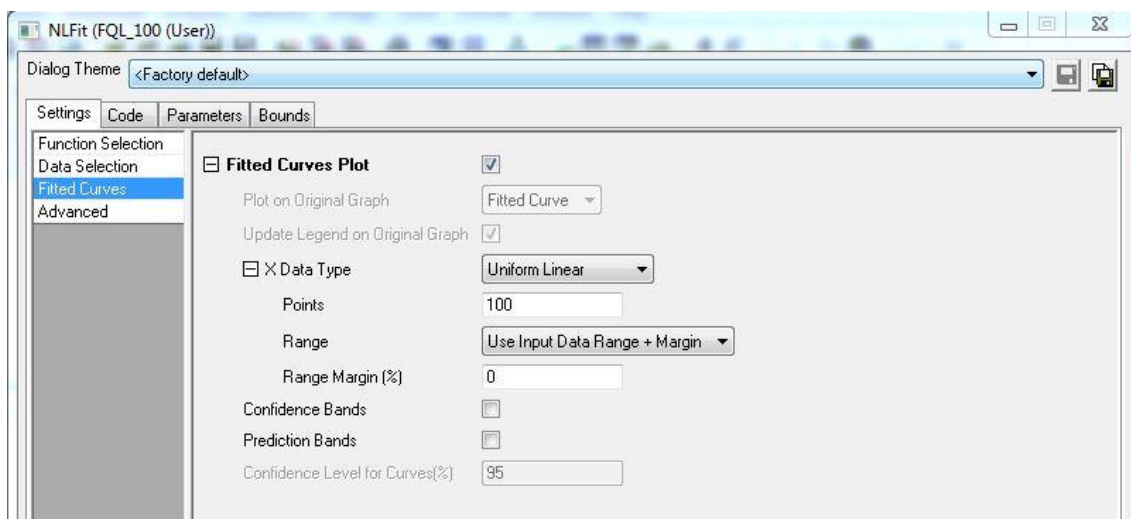


Figura 2.25. Pestañas del menú de la aplicación Non Linear Curve Fit.

- Una vez rellenados todos los campos, hacia la mitad del menú está el icono de guardado (modificará el fichero *.FDF* incluyendo las restricciones puestas en la pestaña *Bounds* y los valores fijados en *Parameters*). Guardados los datos, para iniciar el ajuste pulsaremos en el icono con dos flechas que apuntan a la derecha (*Fit till converged*). El programa comenzará a iterar buscando una solución.



Figura 2.26. Menú de acciones. De izquierda a derecha: Fitting Function Organizer, Guardar, Recargar parámetros iniciales de iteración, aplicación del método simplex, realización de un test chi-cuadrado, realizar una iteración e iterar hasta que los parámetros converjan (*Fit till converged*).

- El proceso de iteración se puede controlar observando los mensajes que proporciona el programa. Estos mensajes se pueden ver en la pestaña situada abajo *Messages*. Acabada la iteración, también se puede ver una simulación de la curva ajustada a los datos en la pestaña *Fit Curve*. Para ver los parámetros una vez que el programa haya iterado, pulsaremos en la pestaña *Parameters*.

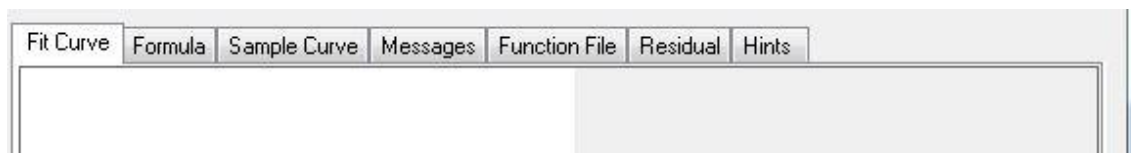


Figura 2.27. Pestañas de acciones del programa. En Fit Curve se puede ver la curva ajustada a los datos, Formula muestra la ecuación a ajustar, Sample Curve nos da una vista previa de la ecuación, Messages informa de las acciones del programa, Function File resume lo introducido en el fichero .FDF, "Residual muestra los residuos del ajuste y Hints describe las opciones que se seleccionen en las pestañas superiores.

6. Si los parámetros ajustados no corresponden a los buscados o queremos cambiar alguna restricción basta con que, acabado el proceso iterativo, modifiquemos en la pestaña pertinente lo que queremos cambiar, guardemos de nuevo el fichero y pulsemos otra vez en *Fit till converged*. Si queremos recargar los parámetros iniciales de iteración pulsaremos el icono marcado con una flecha circular y P.



Figura 2.28. Para recargar los parámetros iniciales se pulsa el icono marcado como "P".

7. Cuando tengamos los valores de los parámetros deseados, pulsamos en el botón *Fit* y, a continuación de nuestra hoja de introducción de datos, se crearán dos nuevas hojas: una que resume los parámetros y otra que proporciona los valores de la función ajustada en el mismo rango que los datos experimentales.

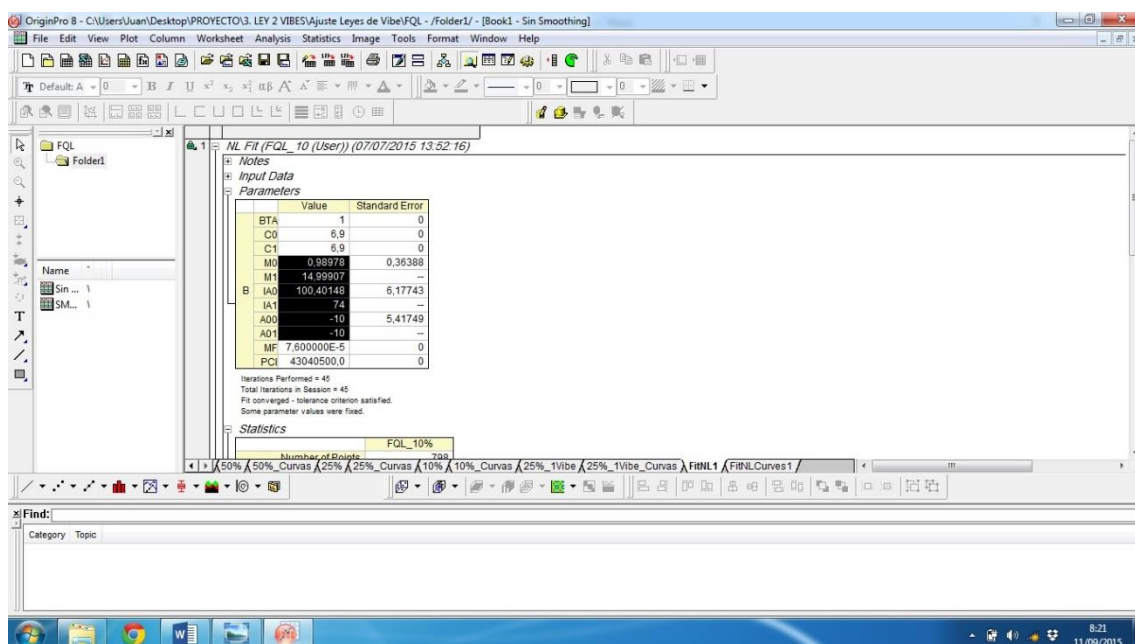


Figura 2.29. Las páginas nuevas creadas por el ajuste son FitNL1 y FitNLCurves1. En la primera se muestran los resultados estadísticos, la segunda da los valores de la función ajustada según el rango de datos originales.

Lo expuesto anteriormente supone un resumen del proceso seguido para ajustar las leyes de liberación de calor. Un análisis más detallado y paso a paso del uso del programa estadístico **Origin Pro 8** para esta aplicación se puede leer en el **ANEXO II**.

2.5.4. Resultados del ajuste de las Leyes de Wiebe.

Para cada carga se han obtenido los parámetros de las Leyes de Wiebe que ajustan las FQL. Dado que la curva DFQL también tiene su propia expresión matemática (derivando la expresión de Wiebe para la FQL) se representarán gráficamente las DFQL obtenidas mediante el modelo de combustión y las DFQL experimentales. También se adjunta la gráfica que muestra la DFQL y cada una de las dos funciones de Wiebe que la ajustan por separado, de manera que se pueda apreciar la relación de cada una de las funciones con las fases de la combustión. Una tabla resumen antes de las representaciones gráficas indica los parámetros de las funciones.

Todos los cálculos pertinentes están recogidos en la segunda hoja de los libros catalogados como **Ajuste_Vibe_Carga%.xlsx**. Esta hoja de cálculo se organiza como se muestra en la **Figura 2.29**.

FQL AJUSTADA	PARÁMETROS		DFQL AJUSTADA	DFQL AJUST. QUITANDO CORRECCIÓN.	VIBE 1	VIBE 2	VIBE 1 (SIN B)	VIBE 2 (SIN B)
FQL programada según la función de Wiebe.	BTA	Valores de los parámetros de ajuste.	DFQL programada según la función de Wiebe	DFQL obtenida a partir de la columna anterior, quitando la corrección aplicada inicialmente.	Primera de las funciones de Wiebe. Asociada a la fase de premezcla.	Segunda de las funciones de Wiebe. Asociada a la fase de difusión.	Primera de las funciones de Wiebe, sin ponderación.	Segunda de las funciones de Wiebe, sin ponderación.
	BTA1							
	C0							
	C1							
	M0							
	M1							
	IA0							
	IA1							
	A00							
	A01							
	PCI (KJ/Kg)							
	MF (kg/hora)							
	MF (kg/cc)							

Figura 2.30. Organización de los datos de simulación en Excel.

A continuación se muestran los resultados gráficos obtenidos. Estos resultados se encuentran recogidos en la tercera hoja de los libros de cálculo catalogados como **Ajuste_Vibe_Carga%.xlsx**.

1. Motor al 100% de carga.

PARÁMETROS	
BTA	0,78995
BTA1	0,21005
C0	6,9
C1	6,9
M0	1,54875
M1	5,76967
IA0	51,9967
IA1	62,29974
A00	-6,96147
A01	-6,96147
PCI (KJ/Kg)	43040,452
MF (kg/hora)	254
MF (kg/cc)	0,00039198

Figura 2.31. Resumen de parámetros para el 100% de carga.

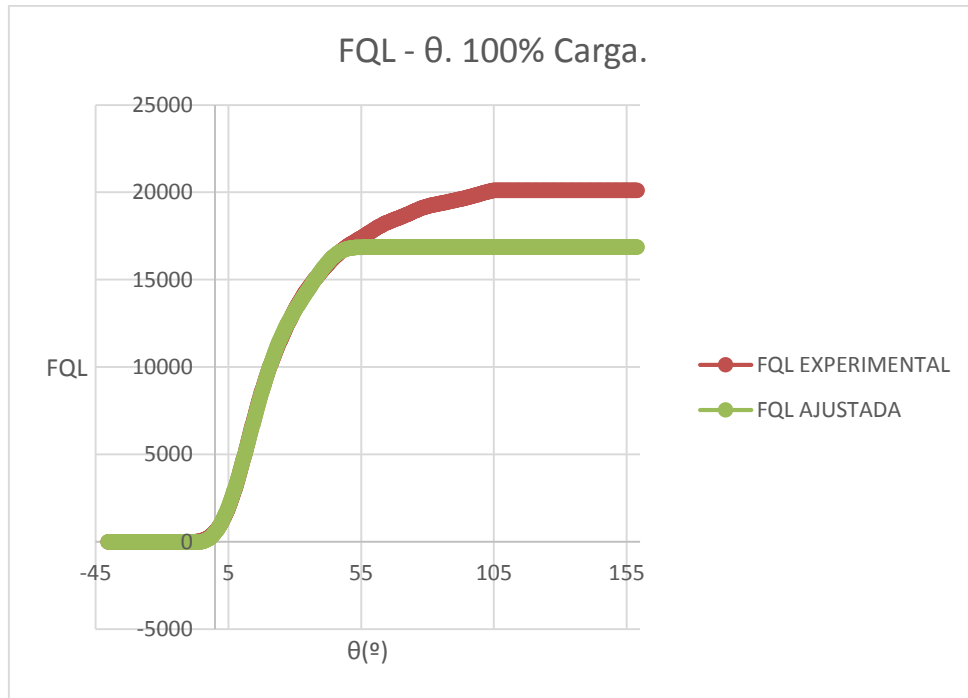


Figura 2.32. Curvas FQL experimental y ajustada mediante el modelo de Wiebe para el 100% de carga.

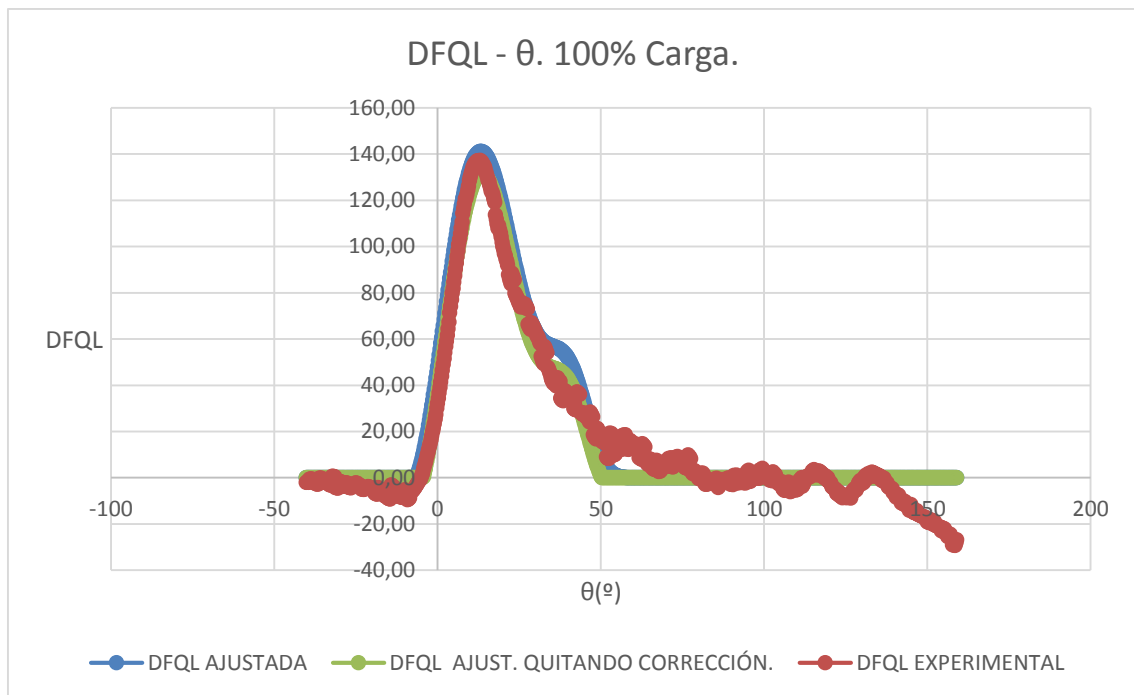


Figura 2.33. Representación de la DFQL experimental frente a la ajustada por el modelo de Wiebe y la ajustada eliminando la corrección para el 100% de carga.

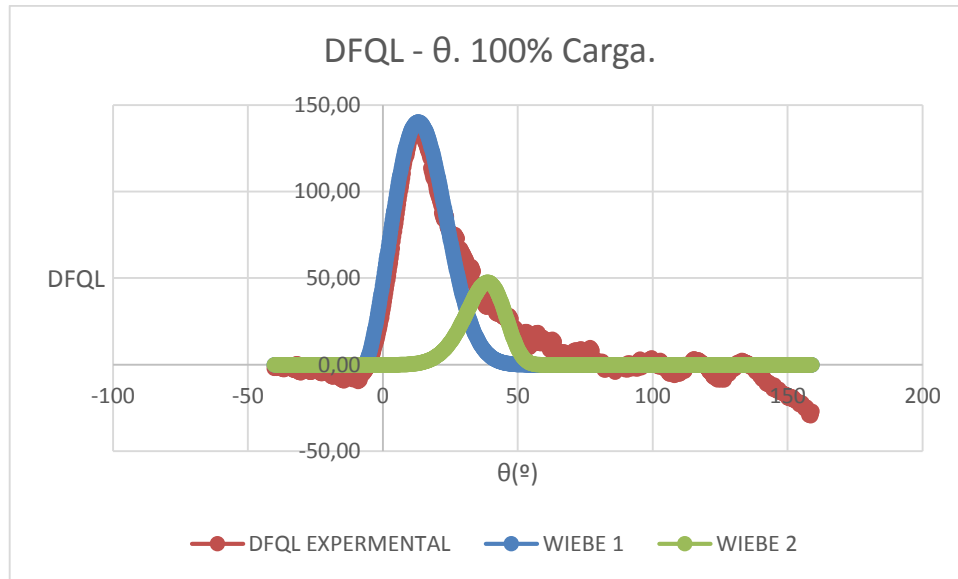


Figura 2.34. Representación de la DFQL experimental frente a las dos funciones de Wiebe por separado para el 100% de carga.

2. Motor al 75% de carga.

PARÁMETROS	
BTA	0,84099
BTA1	0,15901
C0	6,9
C1	6,9
M0	1,30643
M1	6,00464
IA0	51,96821
IA1	60,03661
A00	-5,70581
A01	-5,70581
PCI (KJ/Kg)	43040,452
MF (kg/hora)	196,1
MF (kg/cc)	0,00030262

Figura 2.35. Resumen de parámetros para el 75% de carga.

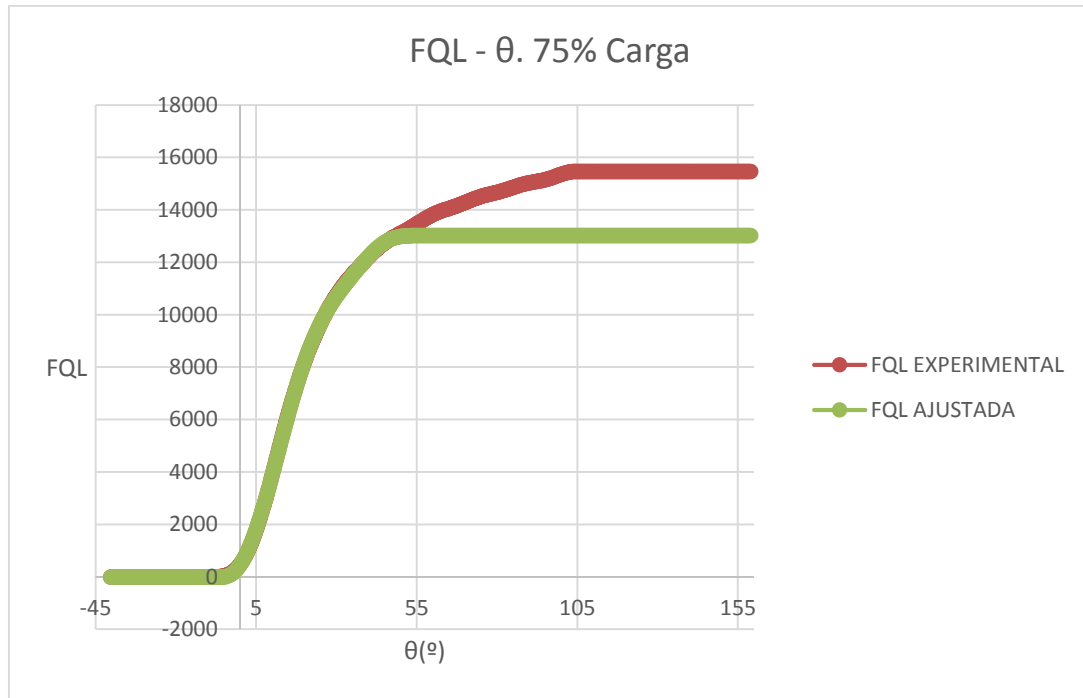


Figura 2.36. Curvas FQL experimental y ajustada mediante el modelo de Wiebe para el 75% de carga

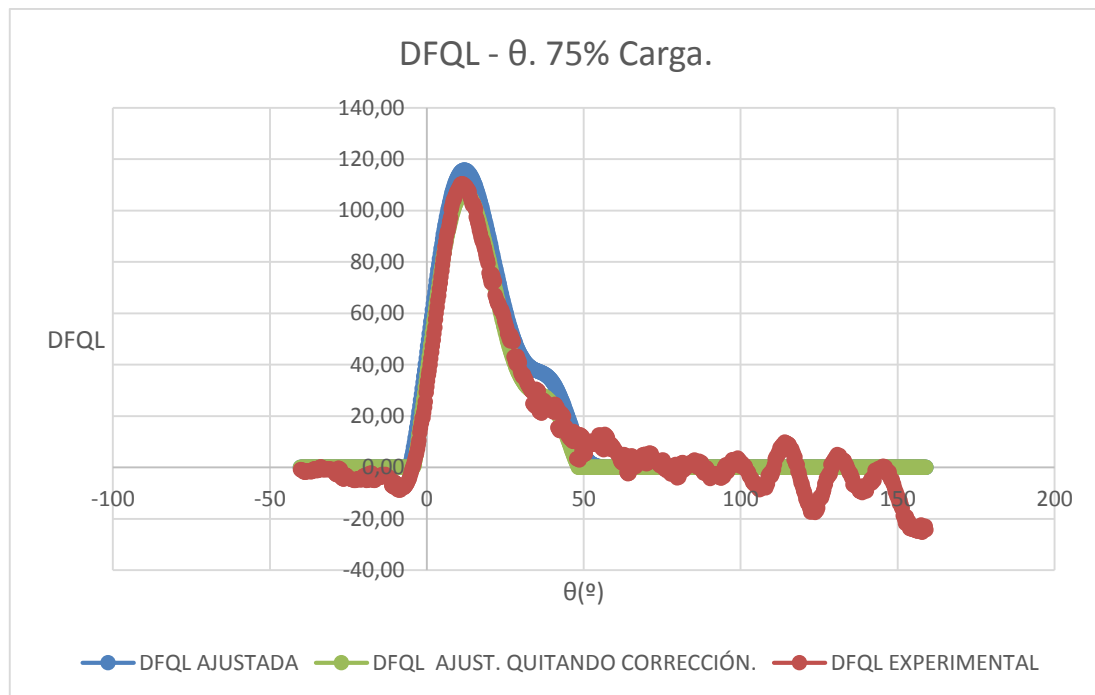


Figura 2.37. Representación de la DFQL experimental frente a la ajustada por el modelo de Wiebe y la ajustada eliminando la corrección para el 75% de carga.

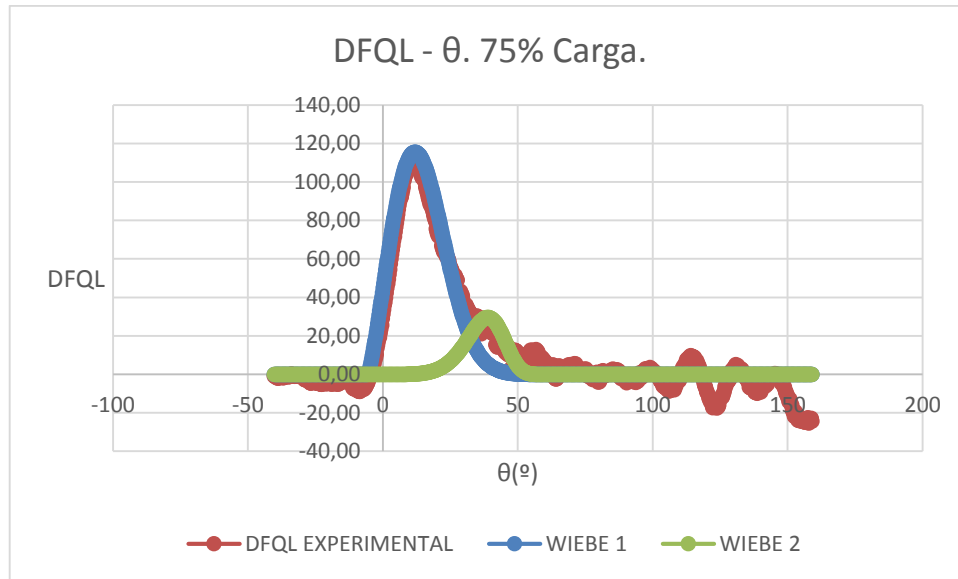


Figura 2.38. Representación de la DFQL experimental frente a las dos funciones de Wiebe por separado para el 75% de carga.

3. Motor al 50% de carga.

PARÁMETROS	
BTA	0,73671
BTA1	0,26329
C0	6,9
C1	6,9
M0	1,61831
M1	5,67108
IA0	38,26335
IA1	42,37186
A00	-7,32908
A01	-7,32908
PCI (KJ/Kg)	43040,452
MF (kg/hora)	131,6
MF (kg/cc)	0,00020309

Figura 2.39. Resumen de parámetros para el 50% de carga.

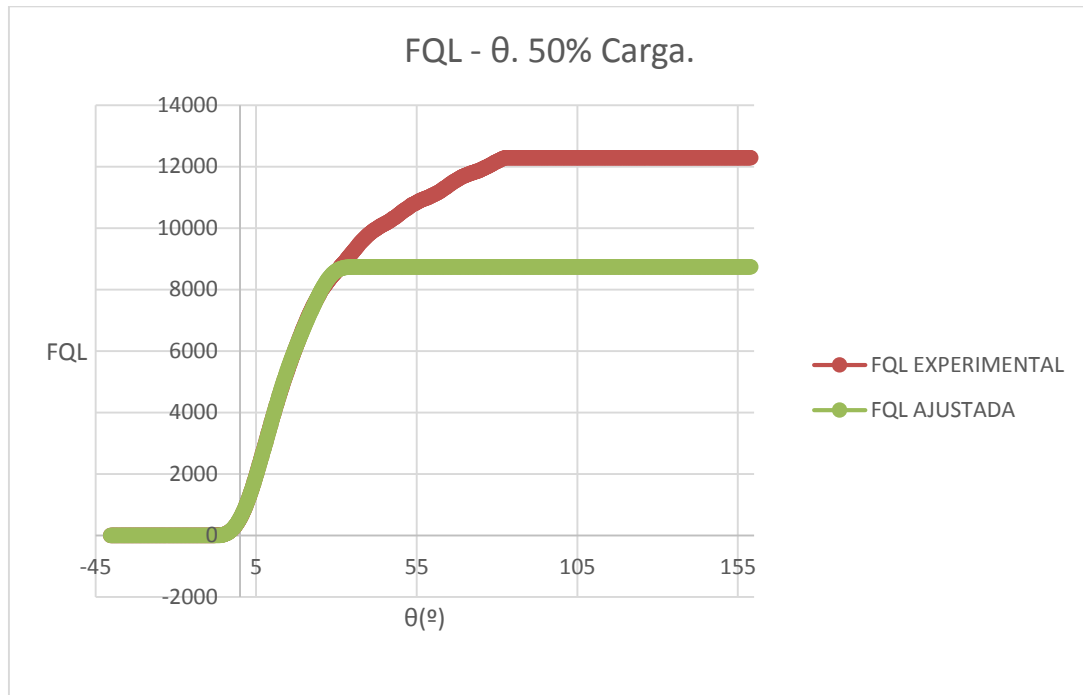


Figura 2.40. Curvas FQL experimental y ajustada mediante el modelo de Wiebe para el 50% de carga.

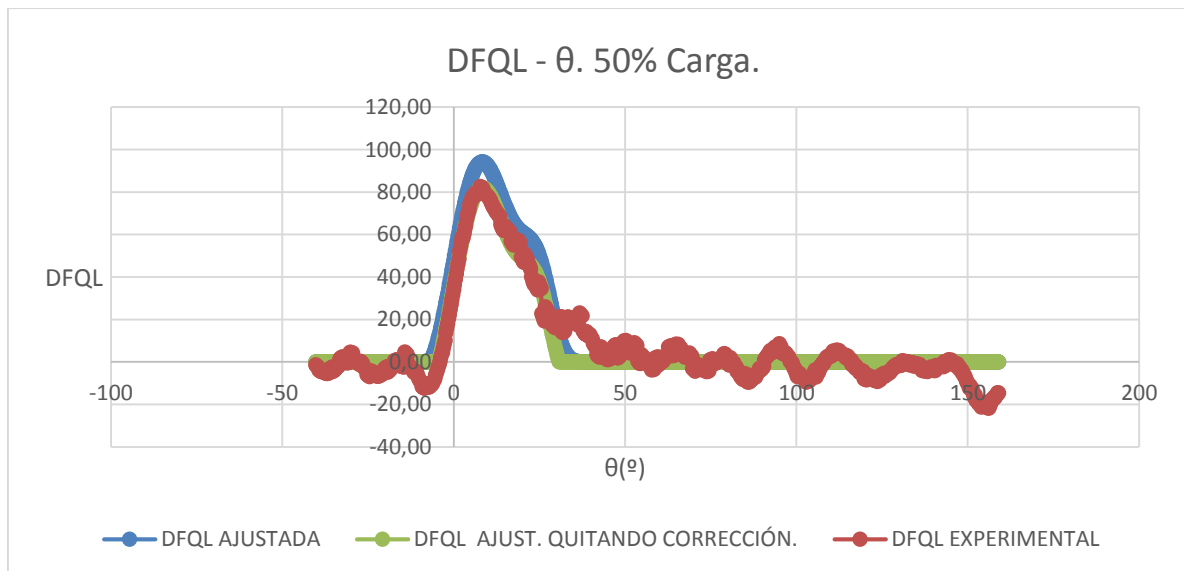


Figura 2.41. Representación de la DFQL experimental frente a la ajustada por el modelo de Wiebe y la ajustada eliminando la corrección para el 50% de carga.

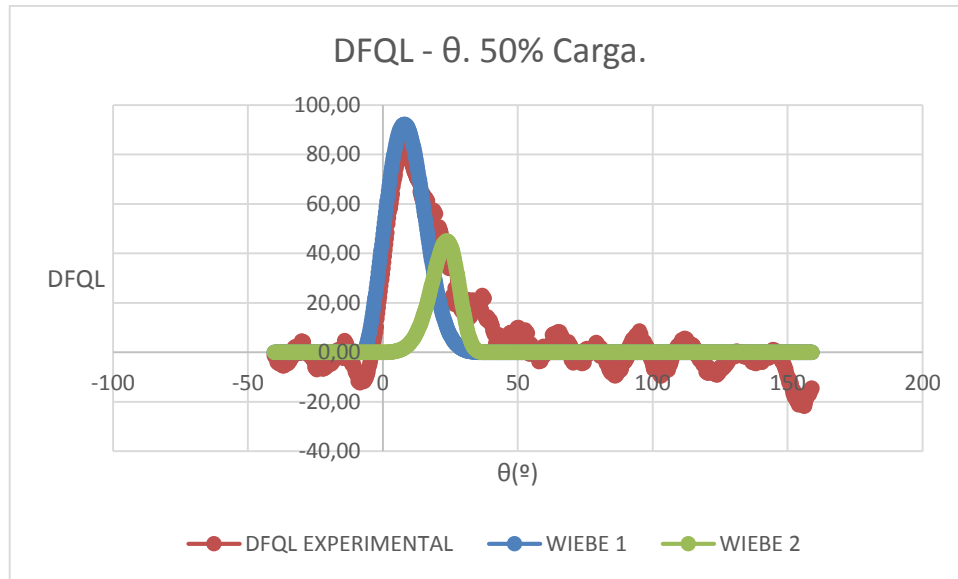


Figura 2.42. Representación de la DFQL experimental frente a las dos funciones de Wiebe por separado para el 50% de carga.

4. Motor al 25% de carga.

PARÁMETROS	
BTA	0,7
BTA1	0,3
C0	6,9
C1	6,9
M0	2,29853
M1	7,6428
IA0	25,98853
IA1	34,35284
A00	-7,35044
A01	-7,35044
PCI (KJ/Kg)	43040,452
MF (kg/hora)	82,9
MF (kg/cc)	0,00012793

Figura 2.43. Resumen de parámetros para el 25% de carga.

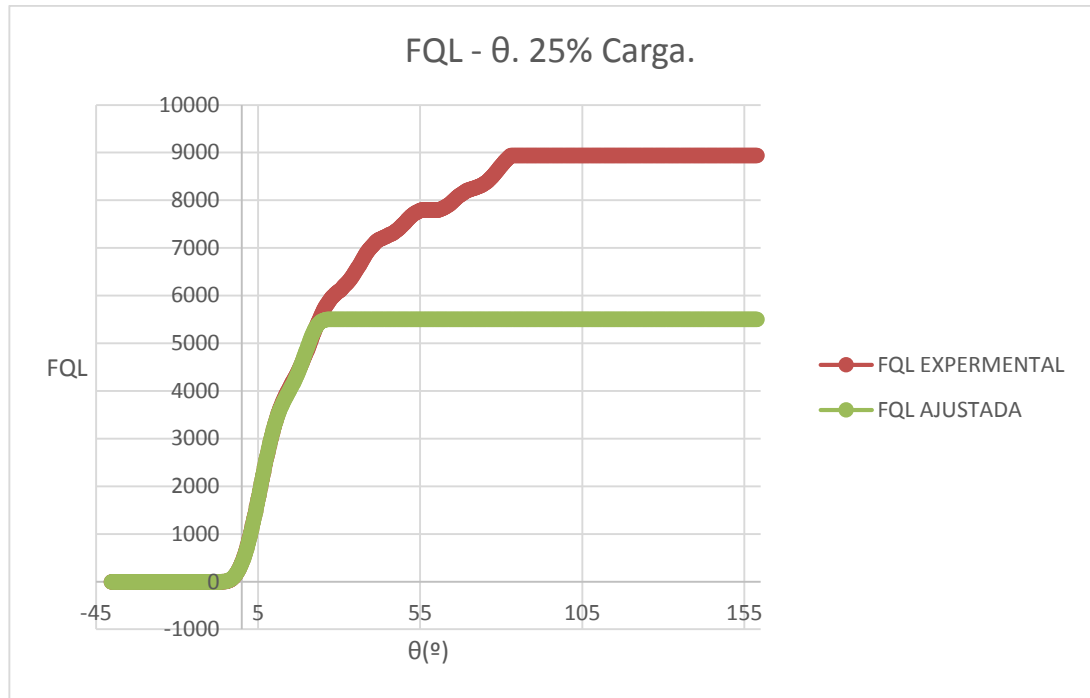


Figura 2.44. Curvas FQL experimental y ajustada mediante el modelo de Wiebe para el 25% de carga.

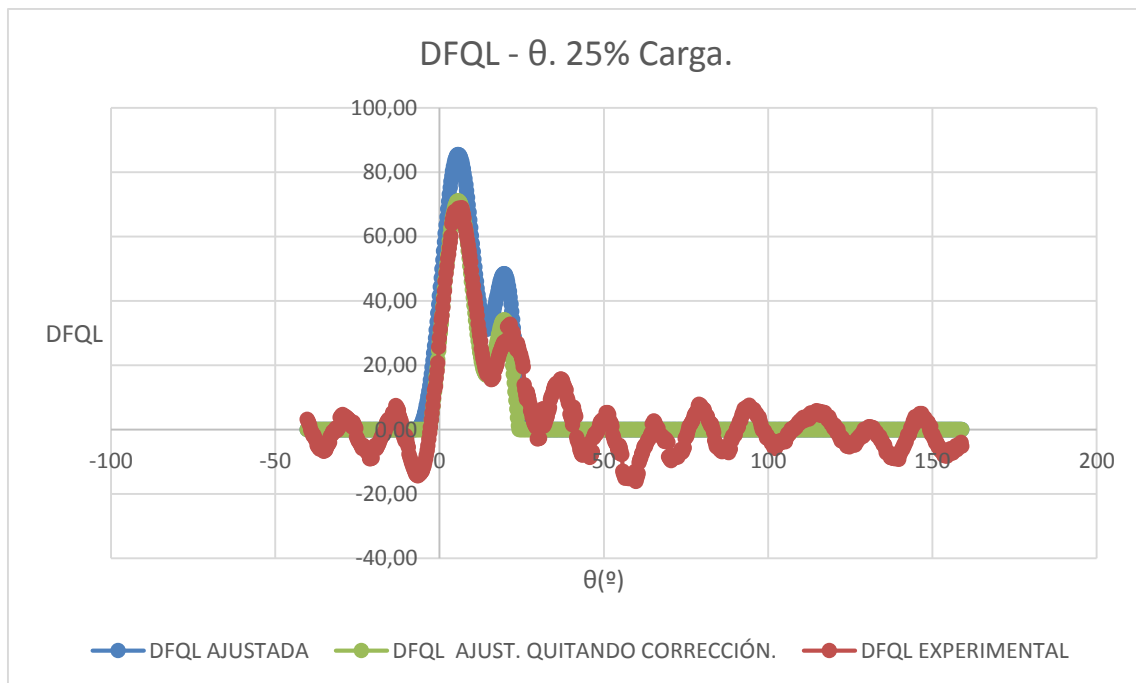


Figura 2.45. Representación de la DFQL experimental frente a la ajustada por el modelo de Wiebe y la ajustada eliminando la corrección para el 25% de carga.

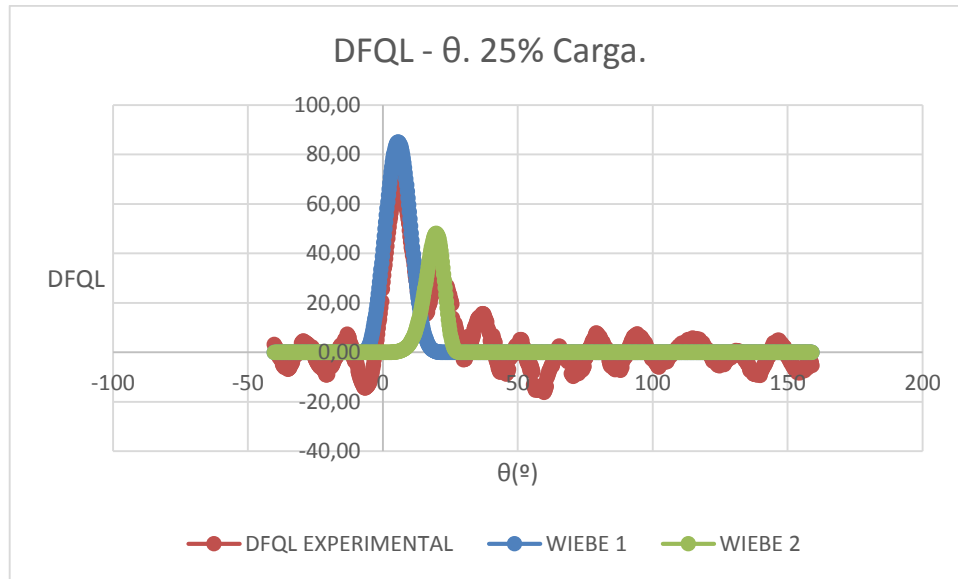


Figura 2.46. Representación de la DFQL experimental frente a las dos funciones de Wiebe por separado para el 25% de carga.

5. Motor al 10% de carga.

PARÁMETROS	
BTA	0,58437
BTA1	0,41563
C0	6,9
C1	6,9
M0	1
M1	3,64548
IA0	45,63529
IA1	73,20751
A00	-4,93832
A01	-4,93832
PCI	43040,452
MF (kg/hora)	49,1
MF (kg/cc)	7,5772E-05

Figura 2.47. Resumen de parámetros para el 10% de carga.

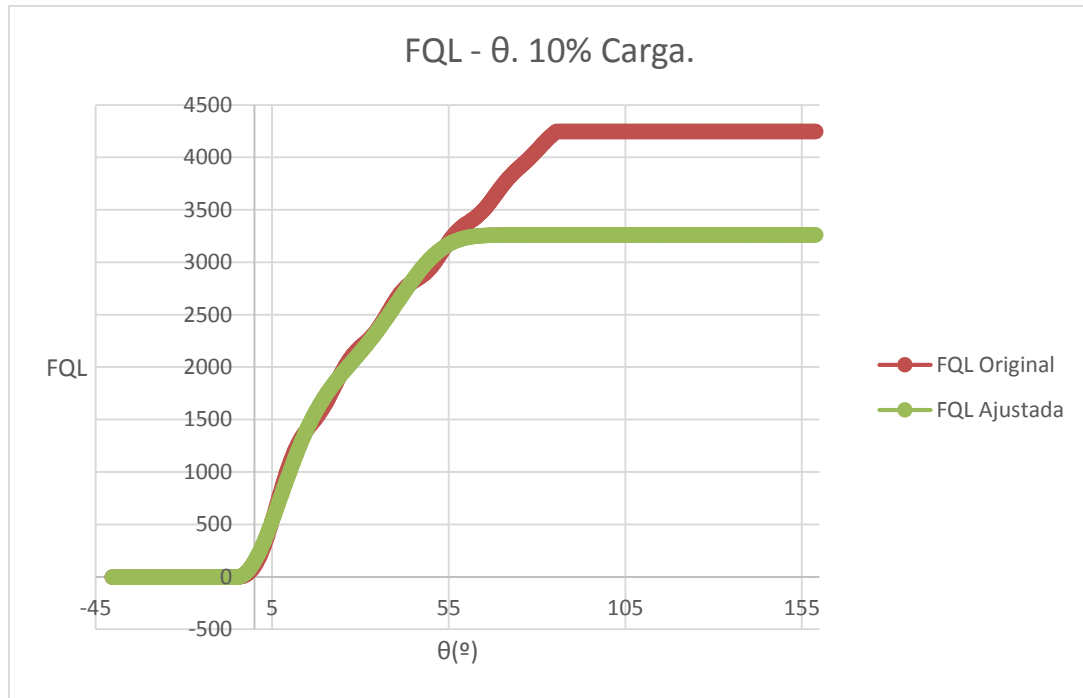


Figura 2.48. Curvas FQL experimental y ajustada mediante el modelo de Wiebe para el 10% de carga.

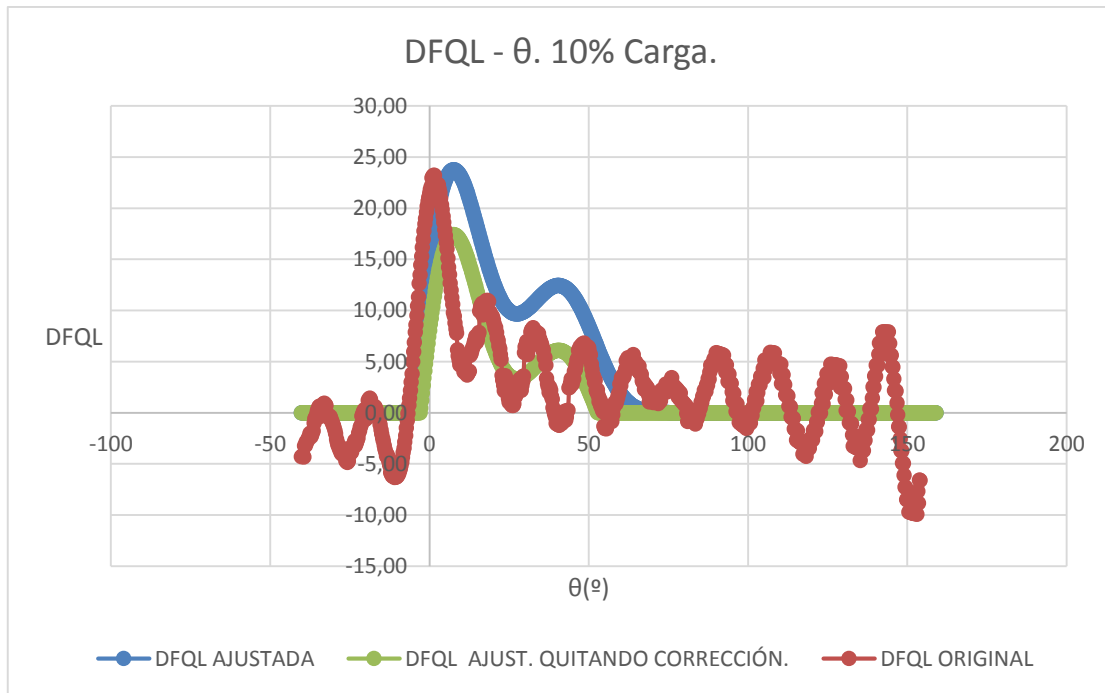


Figura 2.49. Representación de la DFQL experimental frente a la ajustada por el modelo de Wiebe y la ajustada eliminando la corrección para el 10% de carga.

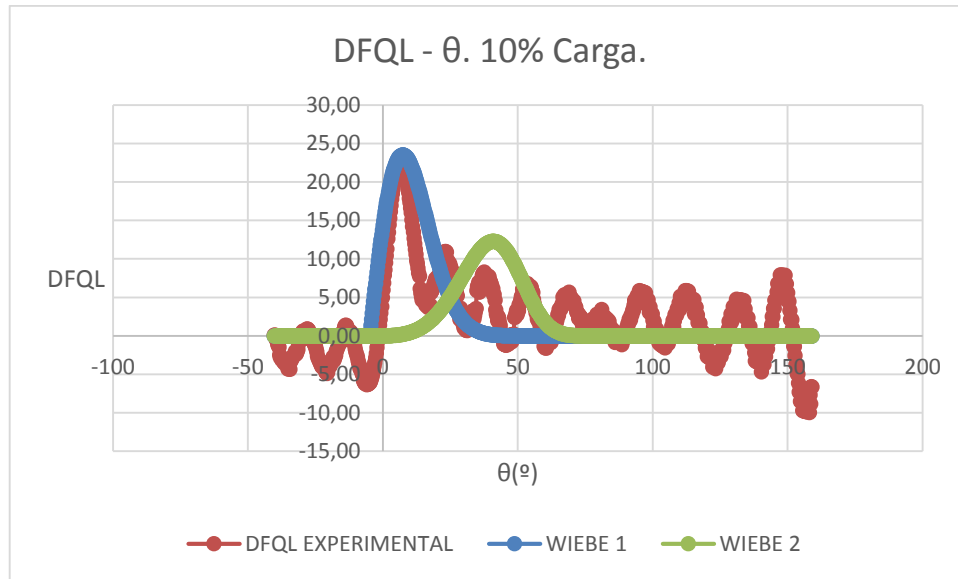


Figura 2.51. Representación de la DFQL experimental frente a las dos funciones de Wiebe por separado para el 10% de carga.

2.5.5. Evolución de los parámetros con la carga y la presión media efectiva.

En este apartado de la memoria recogeremos los parámetros anteriormente calculados y observaremos si tienen alguna tendencia al variar la carga del motor. También representaremos posteriormente la evolución de estos parámetros frente a la presión media efectiva (PME). La Figura 2.51 recoge los parámetros obtenidos con **OriginPro 8** para cada carga, así como las respectivas presiones medias efectivas:

PARÁMETROS	CARGAS				
	100%	75%	50%	25%	10%
BTA	0,78995	0,84099	0,73671	0,7	0,58437
BTA1	0,21005	0,15901	0,26329	0,3	0,41563
C0	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9
C1	6,9	6,9	6,9	6,9	6,9
M0	1,54875	1,30643	1,61831	2,29853	1
M1	5,76967	6,00464	5,67108	7,6428	3,64548
IA0	51,9967	51,96821	38,26335	25,98853	45,63529
IA1	62,29974	60,03661	42,37186	34,35284	73,20751
A00	-6,96147	-5,70581	-7,32908	-7,35044	-4,93832
A01	-6,96147	-5,70581	-7,32908	-7,35044	-4,93832
PCI	43040,452	43040,452	43040,452	43040,452	43040,452
MF (kg/hora)	254	196,1	131,6	82,9	49,1
MF (kg/cc)	0,00039198	0,00030262	0,00020309	0,00012793	7,5772E-05
PME (bar)	18,93	14,62	9,84	5,18	1,70

Figura 2.51. Tabla resumen de parámetros, cargas y PME.

Se presentan a continuación las gráficas de los parámetros β_0 y β_1 (BTA0, BTA1 respectivamente); m_0 y m_1 (M0, M1 respectivamente); $\Delta\alpha_0$ e $\Delta\alpha_1$ (IA0, IA1 respectivamente) y el parámetro α_0 (A00, no se representa A01 porque se impuso como condición que los ángulos de inicio α_0 y α_1 fuesen iguales) frente a la carga del motor y la presión media efectiva:

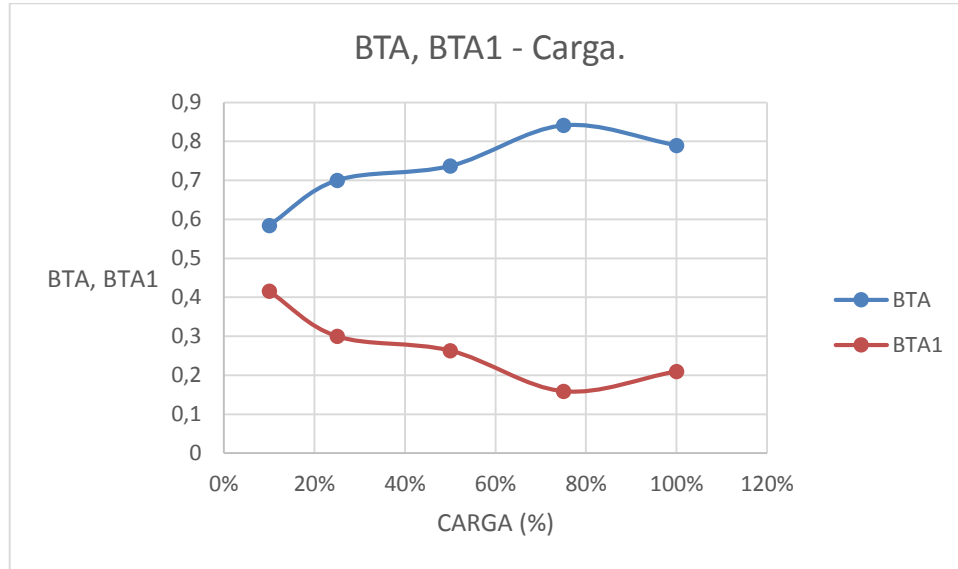


Figura 2.52. Representación de parámetros β_0 y β_1 frente a la carga.

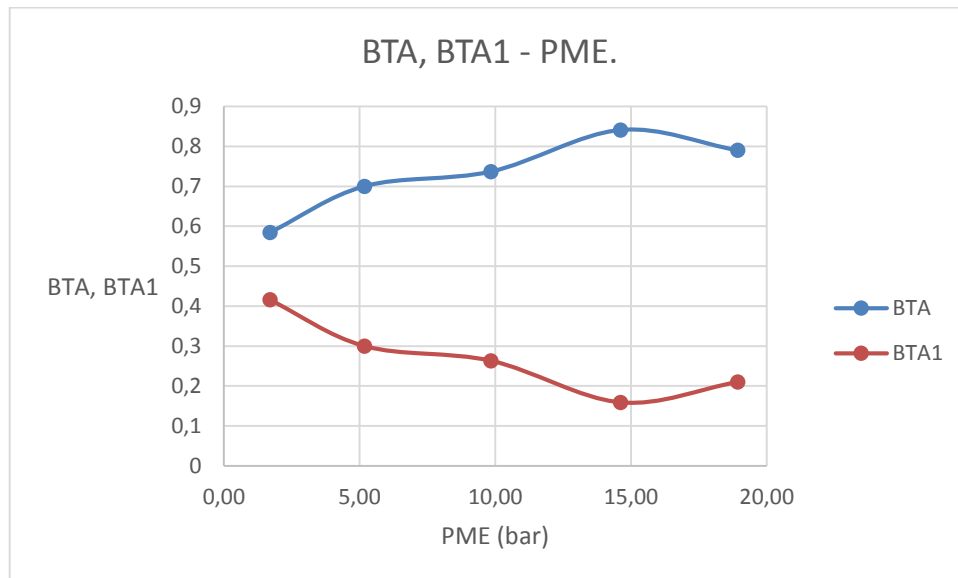


Figura 2.53. Representación de parámetros β_0 y β_1 frente a la presión media efectiva.

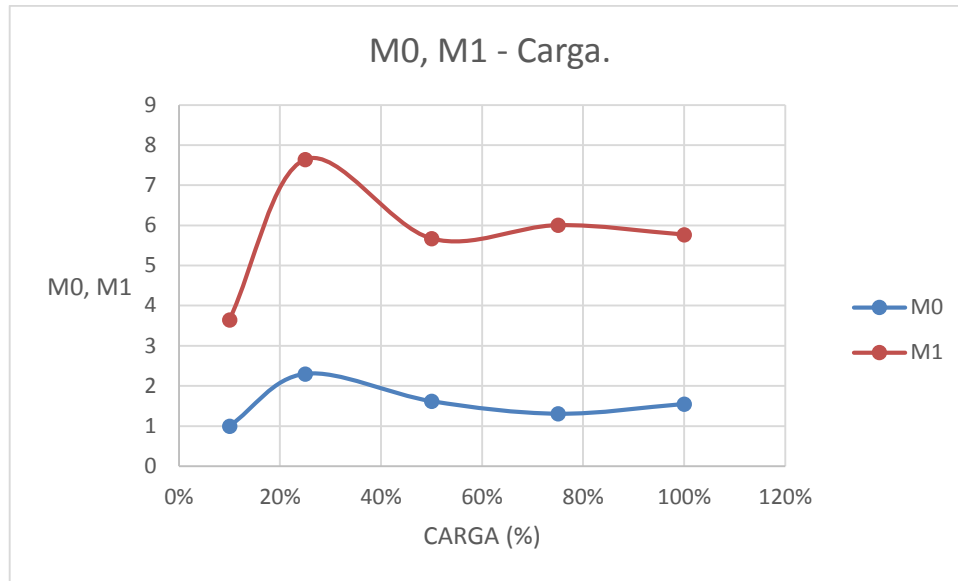


Figura 2.54. Representación de parámetros m_0 y m_1 frente a la carga.

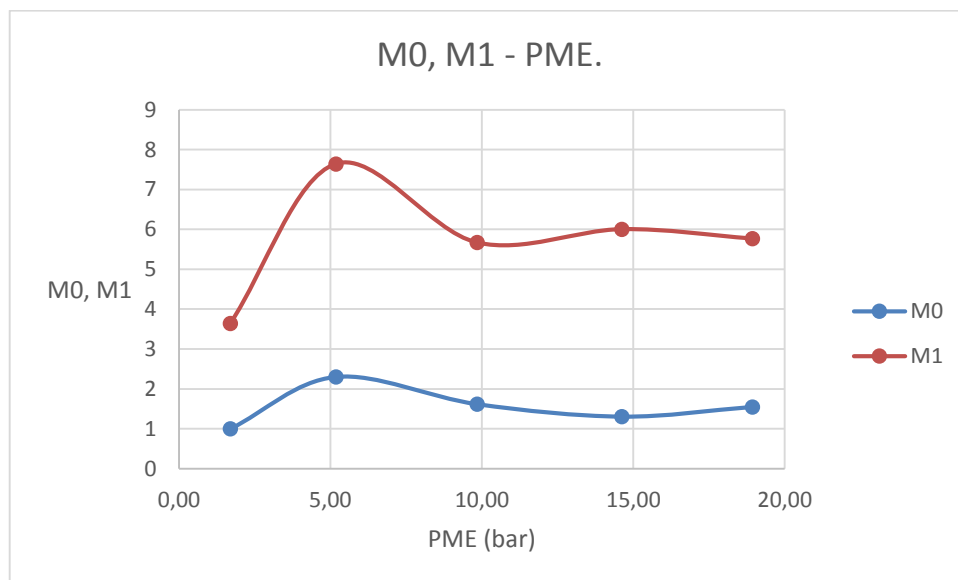


Figura 2.55. Representación de parámetros m_0 y m_1 frente a la presión media efectiva.

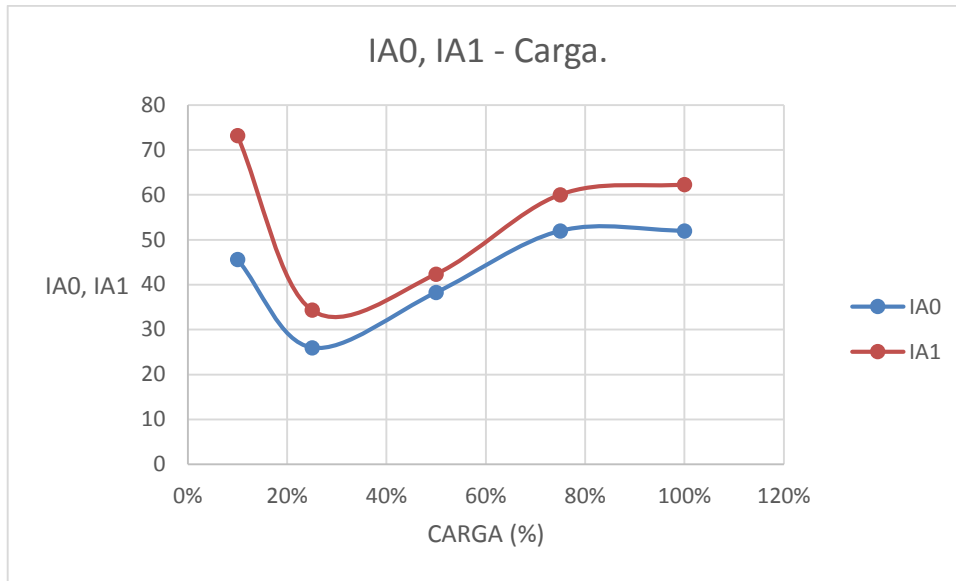


Figura 2.56. Representación de parámetros $\Delta\alpha_0$ y $\Delta\alpha_1$ frente a la carga.

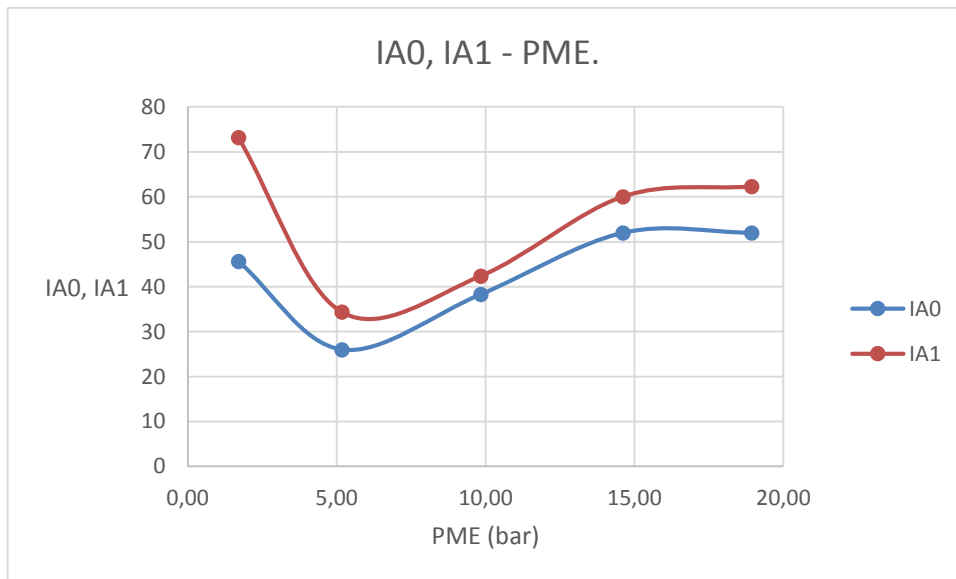


Figura 2.57. Representación de parámetros $\Delta\alpha_0$ y $\Delta\alpha_1$ frente a la presión media efectiva.

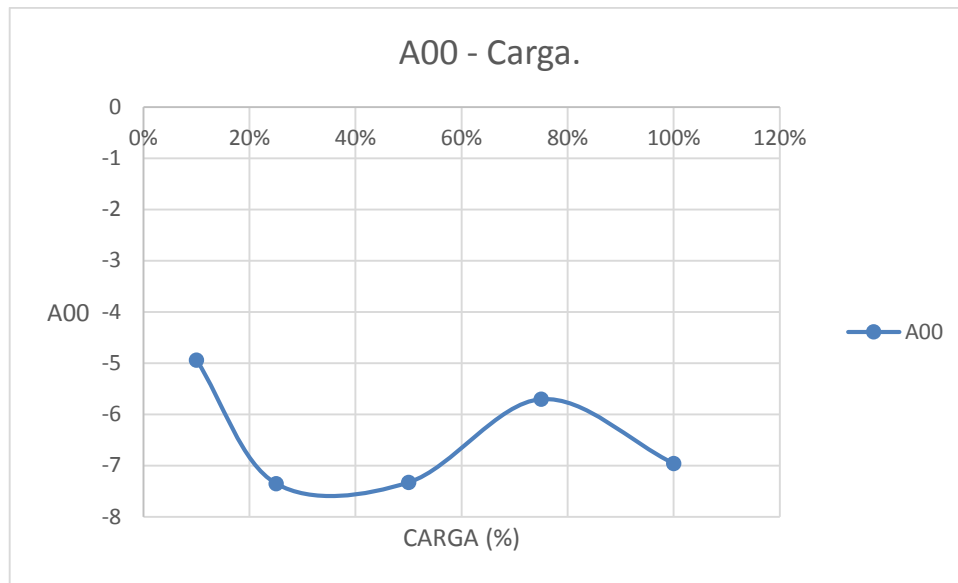


Figura 2.58. Representación del parámetro α_0 frente a la carga.

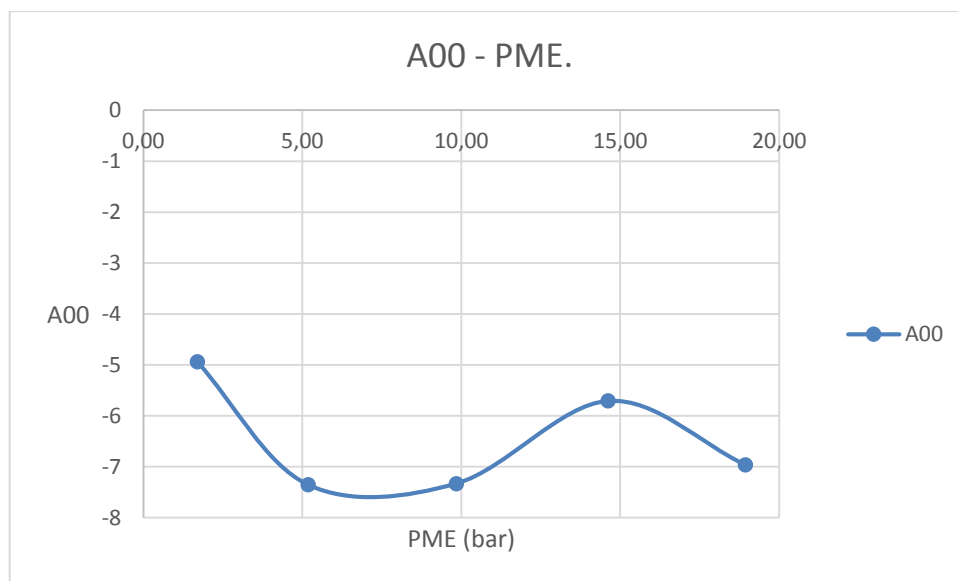


Figura 2.59. Representación del parámetro α_0 frente a la presión media efectiva.

2.6. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO 2.

Los resultados obtenidos en los apartados anteriores muestran la adecuada correlación entre funciones de Wiebe y las curvas de calor liberado (FQL). Atendiendo a las gráficas mostradas en el apartado **2.5.4. Resultados del ajuste de las Leyes de Wiebe** del presente proyecto se pueden postular algunas conclusiones sobre el modelo:

- El hecho de despreciar parte de la fase de preinyección y la fase de combustión residual a la hora de realizar el ajuste con las leyes de Wiebe produce una buena correlación de la evolución de liberación de calor.
- Los ángulos de inicio α_0 y α_1 obtenidos con el modelo de Wiebe concuerdan bastante bien con los ángulos de inicio de la combustión (SOC) para cada carga obtenidos en el **Capítulo 1**. Este hecho nos ayuda a validar el modelo de combustión, siendo los resultados modelados lo más parecidos posible a los experimentales.
- La duración de la combustión, representada por sus parámetros $\Delta\alpha_0$ e $\Delta\alpha_1$, es similar a la calculada en el **Capítulo 1**.
- Para altas cargas, el ajuste realizado mediante funciones de Wiebe es bastante acertado. Sin embargo, a bajas cargas (25% y 10% en especial) se puede apreciar que la segunda función de Wiebe no termina de ajustar de forma satisfactoria la parte de difusión. Esto se debe al rizado de la señal de presión, que produce oscilaciones pronunciadas en la DFQL y en la FQL provocando que en la regresión no lineal predominen esas oscilaciones frente a la tendencia de las mismas.
- El desajuste producido en el nivel final de la FQL experimental y la FQL ajustada mediante las ecuaciones de Wiebe se puede deber a la inclusión en la FQL experimental de partes de las fases de preinyección y combustión residual.

Con respecto a los resultados planteados en el apartado **2.5.5. Evolución de los parámetros con la carga y la presión media efectiva**, vistos los resultados gráficos, se pueden plantear las siguientes conclusiones:

- La representación de los parámetros frente a la carga o la PME tiene la misma tendencia. Esto se debe a que presión media efectiva y potencia son magnitudes directamente proporcionales.
- De la representación de los parámetros de ponderación β_0 y β_1 se puede extraer que la fase de premezcla para altas cargas supone el consumo de alrededor del 80% del calor liberado por el combustible. Esto se puede deber a una mayor presencia del mismo que, ya evaporado y mezclado con el aire, aumentaría el efecto de la violenta reacción que se produce en esta fase. Al reducir la carga también se reduce la cantidad de combustible, dando lugar a fases de premezcla menos acusadas.

- Los parámetros de forma m_0 y m_1 se encuentran en niveles de valores diferenciados. Los parámetros m_0 tienen un valor bajo, lo que da lugar funciones de Wiebe acusadas típicas de la fase de premezcla; mientras que los parámetros m_1 tienen un valor más alto, resultando funciones menos acusadas típicas de la fase de difusión.
- La duración de la combustión, representada por $\Delta\alpha_0$ e $\Delta\alpha_1$ debería de ser similar en todos los casos, incluso descender al disminuir la carga por la inyección de una menor cantidad de combustible. Sin embargo, no podemos comprobar esta tendencia debido al rizado de la señal de presión, que produce interferencias en el cálculo de la DFQL y hace que en la regresión no se ajuste satisfactoriamente la fase de difusión.

CAPÍTULO 3. CÁLCULO DE DIMENSIONES PARA EL MODELADO DEL MOTOR.

3.1. DIMENSIONES Y GEOMETRÍA PARA EL MODELADO DEL MOTOR.

El presente capítulo detalla el proceso de cálculo seguido para obtener las propiedades geométricas de los conductos y colectores del motor. Como se detallará en el Capítulo 5 con más detenimiento, el cálculo de las propiedades geométricas de los conductos pasa por obtener su longitud y diámetros equivalentes, ya que el programa que utilizaremos para modelado admite conductos de sección circular. En cuanto a los colectores de admisión y escape, estos se modelarán como un elemento de volumen, debiendo calcular dicha propiedad.

En los puntos siguientes se detallará cómo, a partir de medidas y datos obtenidos desde el plano de estos elementos se realiza una simplificación para el cálculo de las propiedades descomponiendo los mismos en figuras geométricas simples.

3.2. SISTEMA DE ADMISIÓN.

3.2.1. Conductos (pipas) de admisión.

Los conductos o pipas de admisión son los encargados de conducir el aire desde el colector de admisión al interior del cilindro. En el plano se puede observar cómo este sistema está formado por un conducto corto que se bifurca en dos conductos de mayor longitud. A continuación se proporciona la vista de plano, la simplificación realizada para el cálculo con cotas y un modelo en 3D de la simplificación:

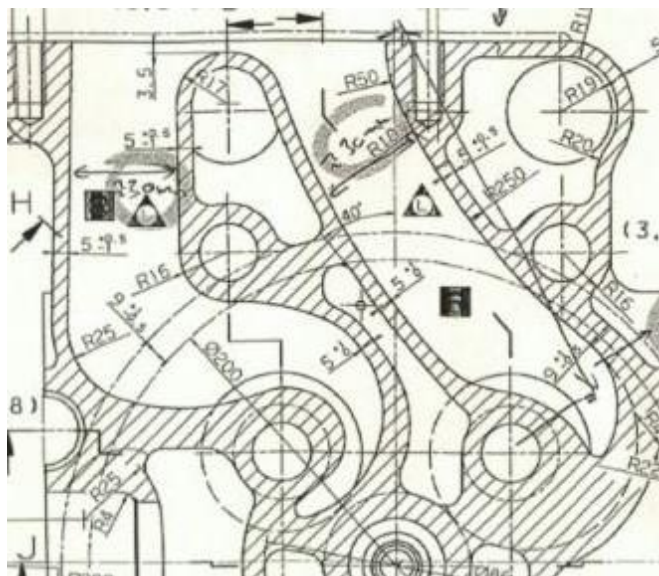


Figura 3.1. Vista superior de los conductos de admisión.

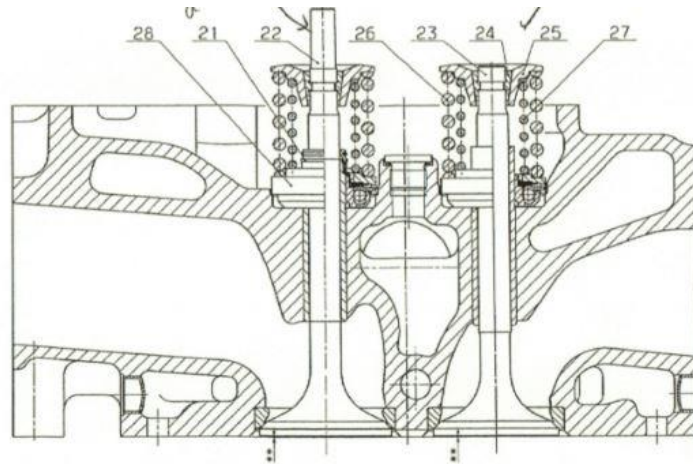


Figura 3.2. Vista lateral de los conductos de admisión (izquierda) y escape (derecha). Se puede ver también en la figura la posición de las válvulas y un estrechamiento para evitar el bloqueo sónico del gas.

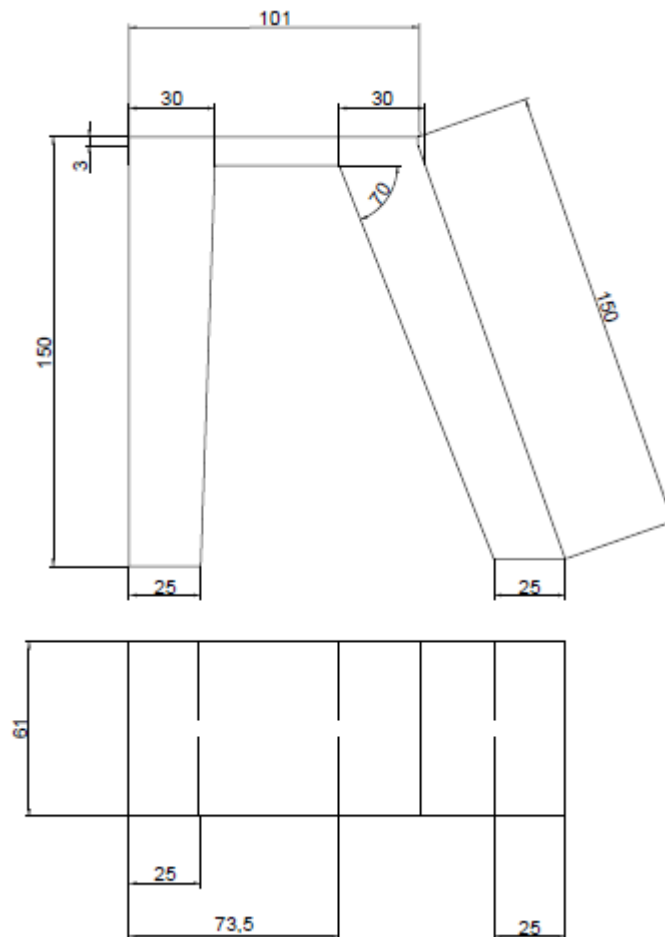


Figura 3.3. Simplificación acotada (alzado y planta) de los conductos de admisión.

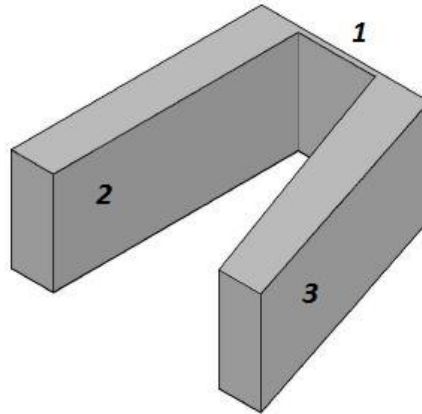


Figura 3.4. Simplificación en 3D de los conductos de admisión.

Mediante el concepto de diámetro equivalente, equipararemos la sección transversal rectangular a una sección de conducto circular para los conductos marcados en la Figura 3.4.:

$$A_{sección} = b \cdot h$$

$$A_{sección} = \frac{\pi \cdot D_{eq}^2}{4} \rightarrow D_{eq} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{sección}}{\pi}}$$

Ec. 3.1. Cálculo del diámetro equivalente.

$$V = A_{sección} \cdot L$$

Ec. 3.2. Cálculo del volumen.

Siendo:

- $A_{sección}$: área de la sección transversal del conducto.
- b, h : lados de la sección transversal cuadrada.
- D_{eq} : diámetro equivalente.

Los resultados se adjuntan en la tabla resumen que se muestra a continuación:

PIPA DE ADMISIÓN.		
Elemento	Longitud (mm)	Área (mm ²), D _{eq} (mm)
1 (salida colector)	3	A = 6161; D = 88,56
2 (conducto válvulas adm.)	150	A = 1830; D = 48,27
3 (conducto válvulas adm.)	150	A = 1830; D = 48,27

Figura 3.5. Propiedades geométricas de la pipa de admisión.

3.2.2. Colector de admisión.

El colector de admisión es el depósito de remanso del que parten los conductos de admisión hacia el cilindro. Puesto que su modelo está basado en sus propiedades termodinámicas y el volumen, en este apartado nos centraremos en el cálculo de este último.

Se muestra a continuación la vista en plano del colector de admisión. El mismo se modelará con tres partes: un conducto de entrada cilíndrico, un volumen cuya sección transversal es trapezoidal y una parte final cilíndrica. En la vista en plano se puede apreciar un conducto al lado de la entrada del colector, éste no se incluirá en el modelo debido a que es un conducto que no forma parte del circuito de gases (por él circula agua).

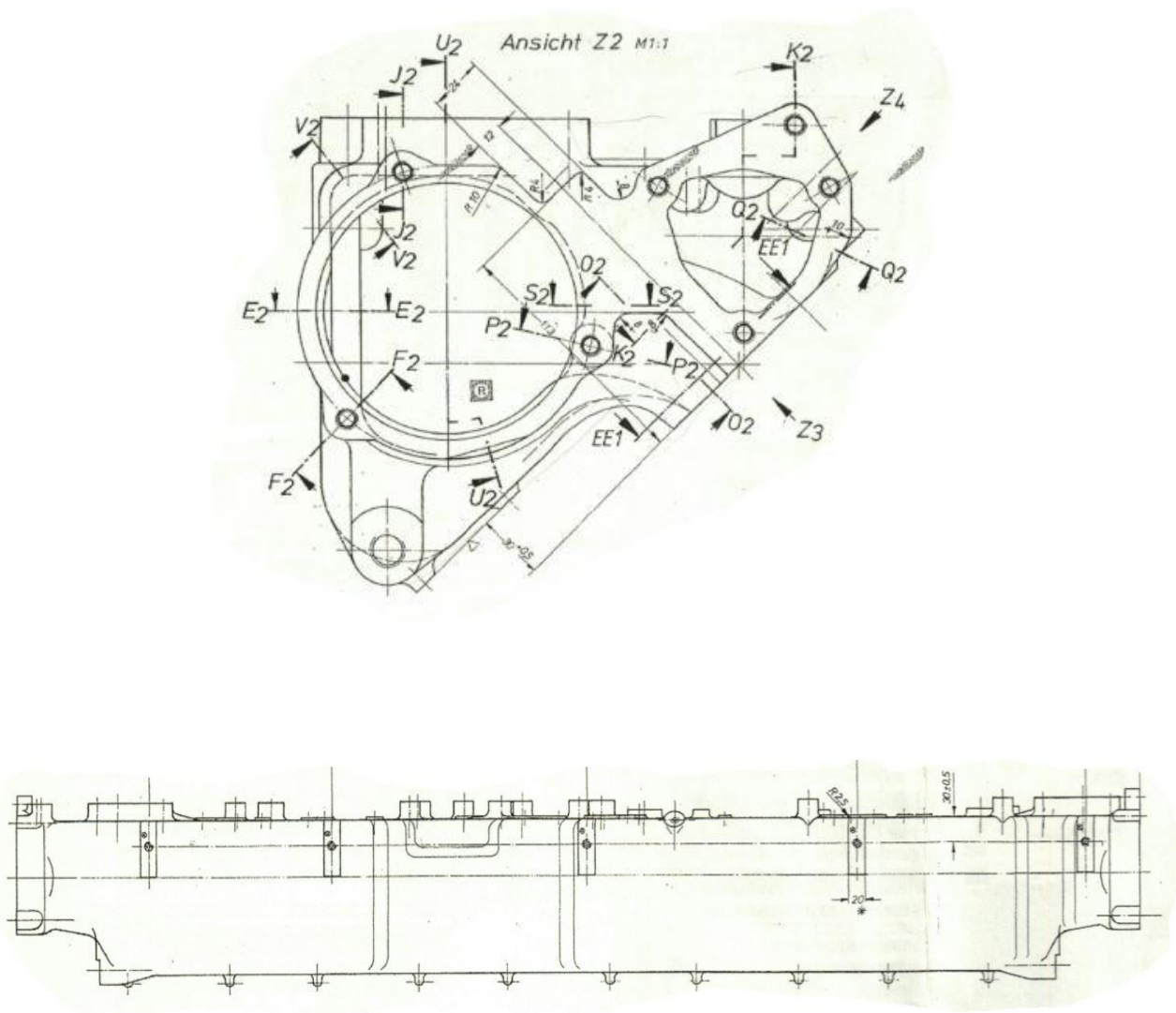


Figura 3.6. Vistas frontal y lateral del colector de admisión. En la vista frontal se puede ver el conducto circular de entrada al colector y el conducto destinado a la circulación de agua que obviaremos en el modelo.

Al igual que en el punto anterior, se ha simplificado la geometría del colector de admisión, acotándola y realizando un modelo 3D de la simplificación:

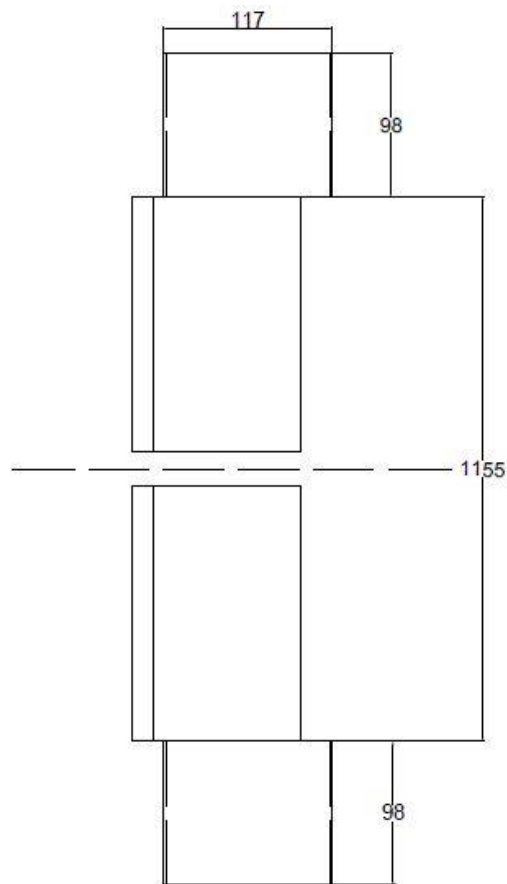
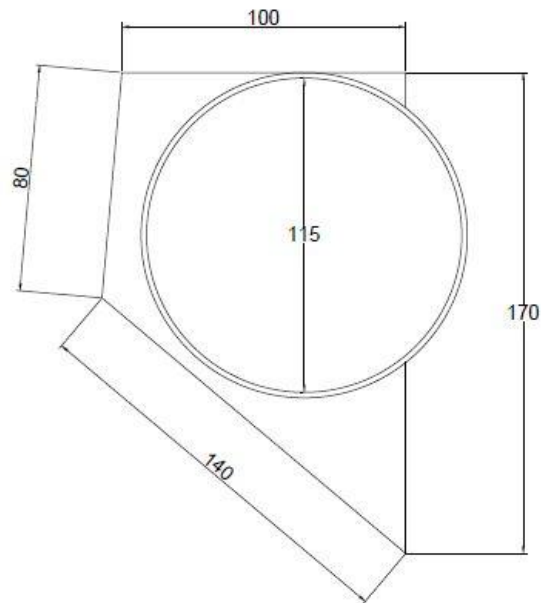


Figura 3.7. Simplificación acotada (alzado y planta) del colector de admisión.

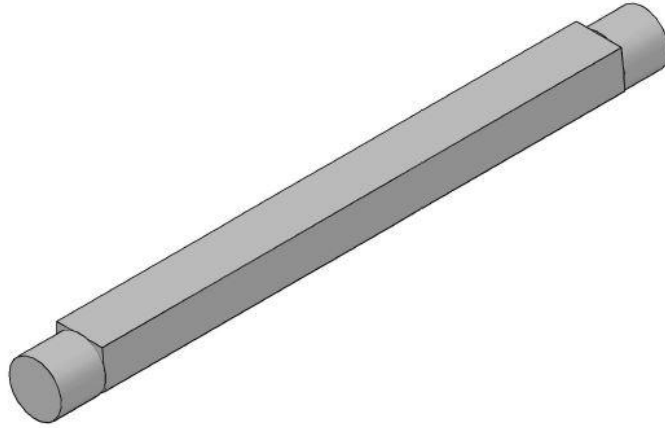


Figura 3.8. Simplificación en 3D del colector de admisión.

El colector se ha modelado en tres partes cuyo volumen, junto con el volumen total del colector, se calculan como:

$$V_{cil} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L$$

$$V_{central} = A \cdot L$$

Ec. 3.3. Cálculo del volumen.

Para el cálculo del área de la sección central se ha dividido el trapecio en dos triángulos, uno rectángulo de área A_1 y otro de sección A_2 . Para el cálculo del área de este último se ha empleado el método de Heron, basado en el cálculo del semiperímetro y los lados del propio triángulo.

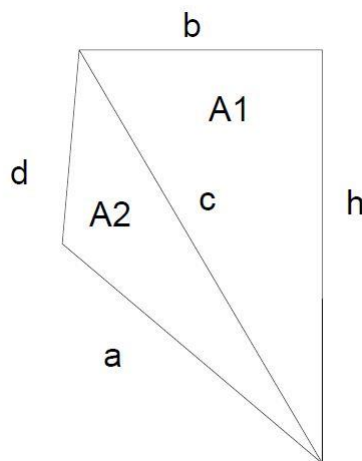


Figura 3.9. División de áreas en el colector de admisión.

$$A = A_1 + A_2$$

$$A_1 = \frac{b \cdot h}{2}$$

$$d = \sqrt{b^2 + h^2}$$

$$s = \frac{a + c + d}{2}$$

$$A_2 = \sqrt{(s - a) \cdot (s - c) \cdot (s - d)}$$

Ec. 3.4. Cálculo de áreas para el colector de admisión.

En la tabla siguiente se resumen los resultados de los volúmenes calculados:

COLECTOR DE ADMISIÓN.	
Volumen pieza central(L)	15,092
Volumen cilindro final (L)	1,079
Volumen total (L)	16,171
Conducto de entrada	
Longitud (mm)	Diámetro (mm)
98	115

Figura 3.9. Propiedades geométricas del colector de admisión.

3.3. SISTEMA DE ESCAPE.

3.3.1. Conductos (pipas) de escape.

Análogo al cálculo de la geometría de la admisión procedemos al cálculo de la geometría de los conductos que forman el sistema de escape. Estos conductos portarán los gases de la combustión de la salida del cilindro hacia el colector de escape.

Partiremos de la vista en plano de los conductos de escape para realizar las medidas pertinentes, realizando posteriormente una simplificación y acotación de la misma. Comparando las superficies, hallaremos también el diámetro equivalente de cada conducto.

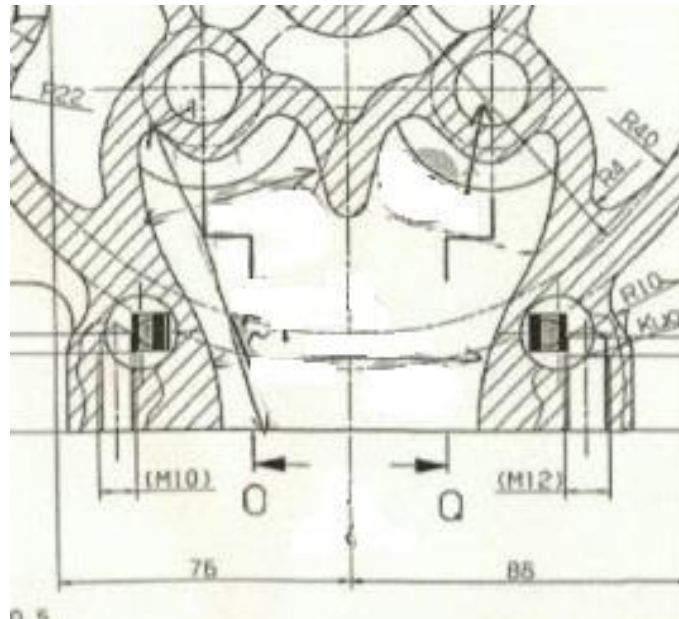


Figura 3.10. Vista superior de los conductos de escape.

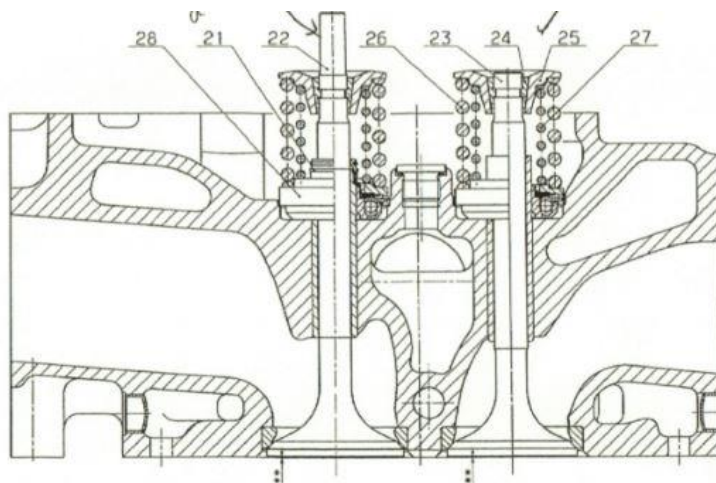


Figura 3.11. Vista lateral de los conductos de admisión (izquierda) y escape (derecha).

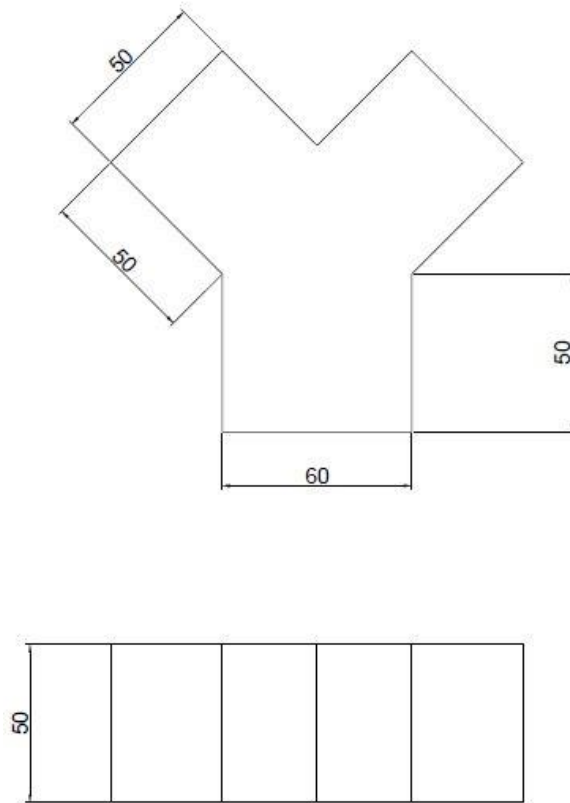


Figura 3.12. Simplificación acotada (alzado y planta) de los conductos de admisión.

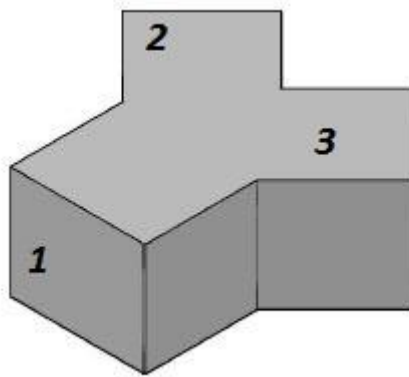


Figura 3.13. Simplificación en 3D de los conductos de escape.

Mediante el concepto de diámetro equivalente, equipararemos la sección transversal rectangular a una sección de conducto circular para los conductos marcados en la Figura 3.13.:

$$A_{sección} = b \cdot h$$

$$A_{sección} = \frac{\pi \cdot D_{eq}^2}{4} \rightarrow D_{eq} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{sección}}{\pi}}$$

Ec. 3.5. Cálculo del diámetro equivalente.

Las longitudes y diámetros equivalentes de los conductos del escape se resumen en la tabla adjunta:

PIPA DE ESCAPE.		
Elemento	Longitud (mm)	Área (mm ²), D _{eq} (mm)
1 (entrada colector)	50	A = 2500; D = 56,41
2 (conducto válvulas esc.)	50	A = 2500; D = 56,41
3 (conducto válvulas esc.)	50	A = 2500; D = 56,41

Figura 3.14. Propiedades geométricas de los conductos de escape.

3.3.2. Colector de escape.

El colector de escape es el depósito de remanso al que llegan los gases de la combustión procedentes del cilindro. En el motor de estudio el colector se presenta dividido en dos piezas prácticamente cilíndricas e idénticas y en su interior van colocadas una serie de chapas a modo de pantalla para que los gases calientes no impacten directamente con la pared. Al volumen del colector en bruto habrá que sustraer el volumen de material que ocupan estas “pantallas”.

Partimos del plano de despiece del colector de escape, realizando una simplificación acotada tanto del propio colector como de las pantallas y simulando en tres dimensiones los mismos:

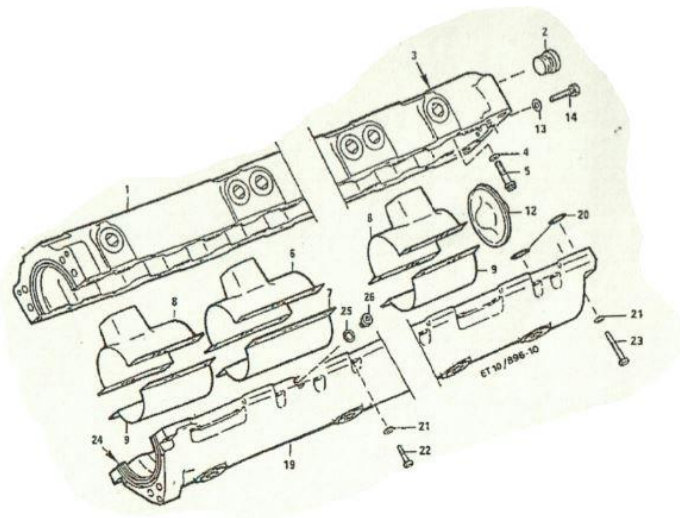


Figura 3.15. Plano de despiece de medio colector de escape.

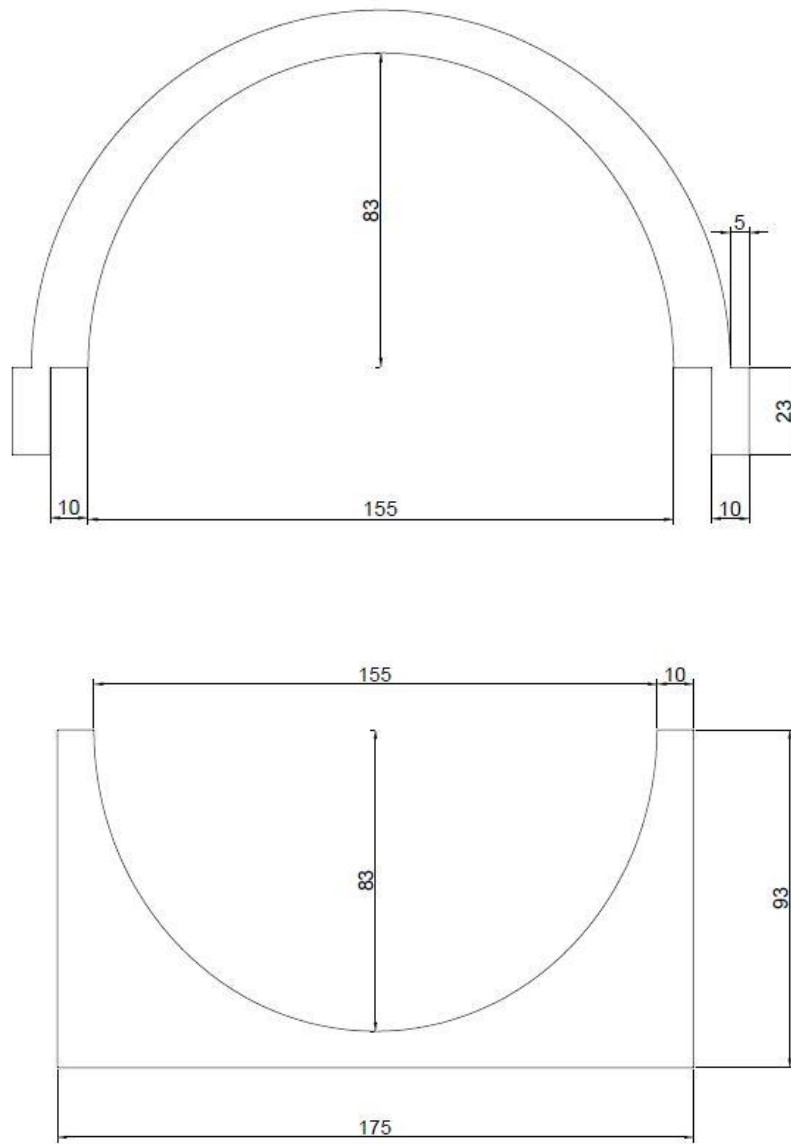


Figura 3.16. Simplificación acotada (alzado) del colector de escape.



Figura 3.17. Simplificación 3D del colector de escape.

Con respecto a las pantallas hay que remarcar que, aunque su alzado sea el mismo, se presentan en dos medidas de profundidad. Se muestra a continuación el alzado acotado y la simplificación en 3D de las mismas:

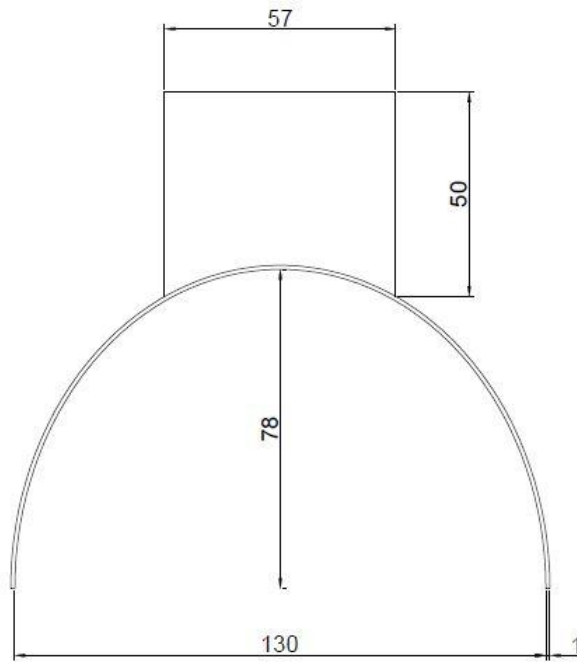


Figura 3.18. Simplificación acotada de las pantallas del colector de escape, mitad superior.

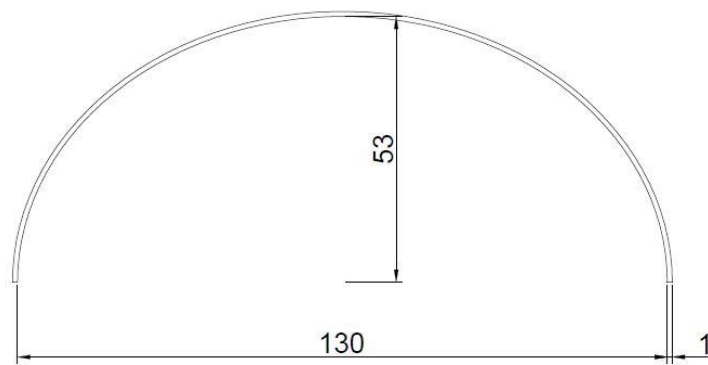


Figura 3.19. Simplificación acotada de las pantallas del colector de escape, mitad inferior.



Figura 3.20. Simplificación en 3D de las pantallas del colector de escape, chapas de menor longitud.

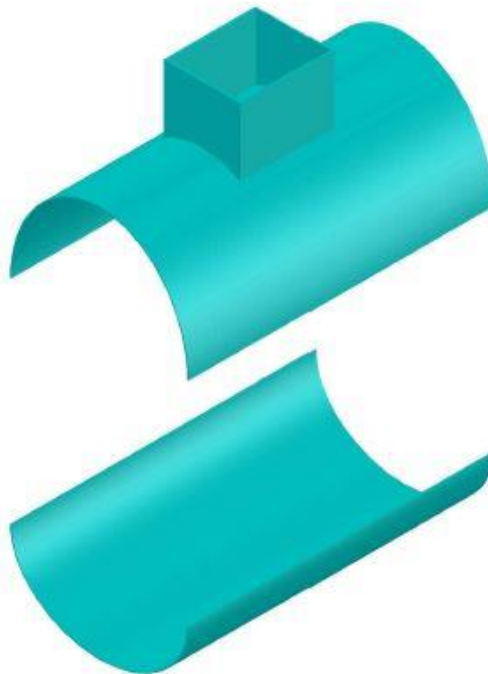


Figura 3.21. Simplificación en 3D de las pantallas del colector de escape, chapas de mayor longitud.

Para calcular el volumen del colector se debe de sustraer a la pieza que conforma el colector total el volumen ocupado por los conductos y las pantallas interiores. Estos se han calculado como sigue:

$$V_{col,sup} = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot D_{sup}^2}{4} \cdot L_{col}$$

$$V_{col,inf} = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot D_{inf}^2}{4} \cdot L_{col}$$

$$V_{cond.ent.colector} = b \cdot h \cdot d$$

$$V_{pantalla} = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot ((D + e)^2 - D^2)}{4} \cdot L_{pantalla}$$

Ec. 3.6. Cálculo de volúmenes del colector de escape.

En este punto recordamos que hay dos piezas de cada colector, así como seis pantallas, cuatro de menor longitud y dos de longitud superior, por lo que el volumen neto se calculará como:

$$V_{neto} = 2 \cdot (V_{col,sup} + V_{col,inf}) - 6 \cdot V_{cond.ent.colector} - 4 \cdot (V_{pantalla\ sup,corta} + V_{pantalla\ inf,corta}) - 2 \cdot (V_{pantalla\ inf,larga} + V_{pantalla\ inf,larga})$$

Ec. 3.7. Cálculo de volumen bruto del colector de escape.

La tabla resumen que se muestra a continuación muestra los resultados del cálculo expuesto anteriormente:

COLECTOR ESCAPE	
Volumen colector (L)	
Mitad inferior	3.687
Mitad superior	3.011
Chapas internas cortas (L)	
Mitad superior	0.044
Pieza inferior	0.02966667
Entrada colector	0.06433333
Chapas internas largas (L)	
Pieza superior	0.05466667
Pieza inferior	0.112
Entrada colector	0.06433333
Volumen neto (L)	
12.382	

Figura 3.14. Propiedades geométricas del colector de escape.

CAPÍTULO 4. CARACTERIZACIÓN DE LAS VÁLVULAS. CÁLCULO DE CURVAS DE LEVANTAMIENTO Y COEFICIENTES DE FLUJO.

4.1. CARACTERIZACIÓN DE LAS VÁLVULAS DE ADMISIÓN Y ESCAPE.

Hasta este capítulo hemos seleccionado los archivos de datos a utilizar en el proyecto, tratado los mismos, modelizado el proceso de combustión y calculado las propiedades geométricas de las distintas partes que componen el motor de estudio. La fase del proyecto que se expone a continuación tiene como objetivo fundamental caracterizar las válvulas de admisión y escape mediante la obtención de las curvas que necesitaremos para su inclusión en el modelo de AVL BOOST, como son las curvas de levantamiento – ángulo y las de coeficientes de flujo – levantamiento.

De esta forma, denotaremos levantamiento a la apertura de la válvula (normalmente en mm), variable con el ángulo de giro del cigüeñal que denota el área de paso del fluido. Para cada levantamiento se establece un área que permite la entrada o expulsión de gases del interior del cilindro y por tanto, se puede obtener la cantidad de masa que entra o sale del cilindro para cada apertura. Conocidos los caudales máscos de aire de aspiración y gases de combustión se puede determinar la masa total de aire o gases que entra o sale del cilindro, respectivamente. Comparando la cantidad de masa medida instantáneamente en admisión y escape con las masas totales se obtiene el llamado coeficiente de flujo, Cv.

Al no disponer de la medida de caudal máscico instantáneo sino del promedio, necesitamos un método alternativo de cálculo para determinar los coeficientes de flujo. El método utilizado, así como la obtención de las curvas de levantamiento – ángulo para las válvulas de admisión y escape se detallan en este capítulo.

4.2. LEVANTAMIENTOS DE VÁLVULAS EN RELACIÓN AL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL.

Los levantamientos de las válvulas se han obtenido a través de los perfiles de las levas que forman parte del sistema de apertura y cierre de válvulas. Las levas están situadas en un eje paralelo al cigüeñal y relacionado con él mediante un tren de engranajes que hacen que el árbol de levas gire a la mitad de velocidad del cigüeñal. El perfil de la leva es tal que, en su movimiento giratorio y durante un cierto intervalo angular, empuja un balancín que presiona el sistema muelle – válvula, haciendo que ésta se abra. A continuación se muestra el sistema mecánico mencionado anteriormente:

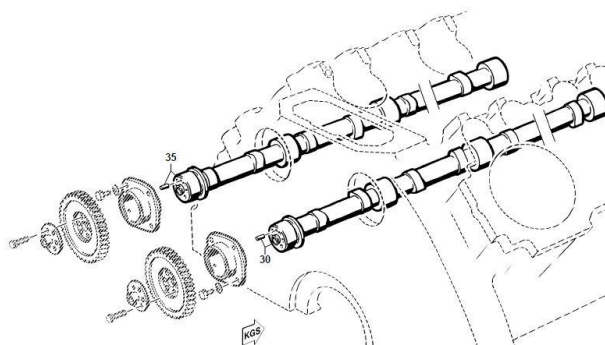


Figura 4.1. Árbol de levas.

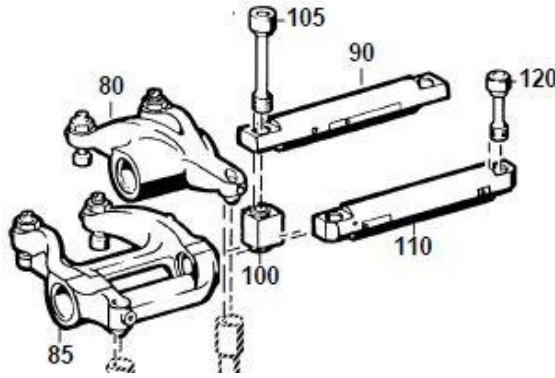


Figura 4.2. Balancines de admisión (80) y escape (85).

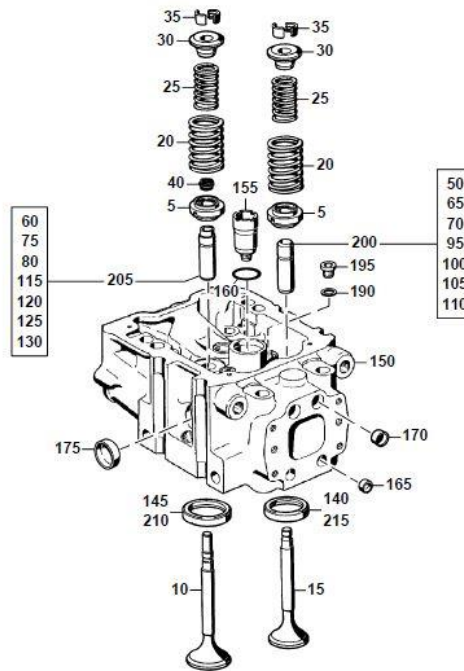


Figura 4.3. Sistemas muelle – válvula y culata.

Para hallar la curva de levantamiento se ha seguido el siguiente proceso:

A) Obtención del levantamiento según el ángulo del cigüeñal.

Partimos de los datos proporcionados de mediciones de levantamientos del extremo del balancín en contacto con el árbol de levas, según el ángulo de leva. Hay que tener en cuenta que el árbol de levas gira a la mitad de velocidad que el cigüeñal para que las válvulas sólo abran y cierran una vez en un ciclo completo del motor, lo que implica que el ángulo de giro del cigüeñal sea el doble del ángulo girado por la leva en un mismo tiempo.

B) Centrado del levantamiento máximo.

Los datos proporcionados corresponden a levantamientos y ángulos de leva y no están referidos al diagrama de distribución del motor, que marca los ángulos de apertura y cierre de válvulas según el giro del cigüeñal. Basándonos en este diagrama de distribución hemos calculado los ángulos que suponen el punto medio de las carreras de admisión y escape y se ha asignado a esos puntos el levantamiento máximo de ambas válvulas. De esta manera quedan relacionados levantamientos de válvulas y diagrama de distribución.

Hay que remarcar que en los datos proporcionados por el taller para ambas válvulas se puede observar que existen levantamientos para 360° de giro del cigüeñal (correspondientes a 180° de ángulo de leva), mientras que el proceso de admisión y escape no tiene una duración en intervalo angular de más de 300° . Esta diferencia de tiempos se debe a la llamada “rampa de silencio” de las válvulas: durante un pequeño intervalo angular el levantamiento de la válvula es mínimo para no producir una apertura brusca de la misma. Eliminando o despreciando la zona de silencio mediante consideración un nivel de levantamiento mínimo para la apertura de la válvula (por ejemplo, $L_{min} = 0,1 \text{ mm}$) quedan ajustados los ángulos de apertura y cierre de dicho elemento con el diagrama indicador.

C) Obtención de la relación de amplificación según el balancín.

El levantamiento proporcionado por el taller, como hemos indicado anteriormente, corresponde al lado del balancín en contacto con la leva. Por la diferencia de longitudes de cada uno de los brazos del balancín se produce una amplificación del levantamiento. Midiendo sobre plano las longitudes de ambos brazos y mediante una relación de semejanza angular se ha obtenido el factor de amplificación para cada una de las válvulas. Para calcular el levantamiento de la válvula basta con multiplicar el levantamiento de la leva por este factor de amplificación.

4.3. OBTENCIÓN DE LOS COEFICIENTES DE FLUJO

Para estimar los coeficientes de flujo tomaremos como datos de partida las presiones medidas en los colectores de admisión y escape (instantáneas), los datos de presión obtenidos en el cilindro, el gasto másico de aire y gases de la combustión en distintos puntos de carga y la curva de levantamientos hallada en el apartado anterior.

Conocidos estos datos, el proceso de cálculo de los coeficientes de flujo se ha realizado como se describe a continuación:

A) Determinación de la masa de aire de referencia incluida en el cilindro, referida a cada válvula.

Conocido el gasto másico promedio tanto de gases de la combustión como de aire, la masa de gas que entra o sale del cilindro por cada válvula se puede calcular de la forma:

$$m = \frac{\dot{m} \cdot 60}{n \cdot i \cdot z \cdot v}$$

Ec. 4.1. Masa en el cilindro en cada ciclo y válvula.

Siendo:

- m : masa de aire o gases de la combustión en el cilindro por cada ciclo y válvula.
- \dot{m} : gasto másico de aire o gases de la combustión en kg/s.
- n : velocidad en rpm.
- i : ciclos en una vuelta del cigüeñal. Para motores de cuatro tiempos, $i = 0,5$.
- z : número de cilindros, en nuestro caso, $n = 12$.
- v : número de válvulas. El motor posee dos válvulas de admisión y dos de escape para cada cilindro.

B) Cálculo de la sección de paso del fluido.

La sección de paso que experimentará el fluido será la pared del cilindro que describe la válvula en su movimiento. Así, para cada levantamiento se tendrá la sección de paso:

$$A(\theta) = \pi \cdot L(\theta) \cdot D$$

Ec. 4.2. Área de paso del fluido.

Siendo:

- $A(\theta)$: área de paso.
- $L(\theta)$: levantamiento en función del ángulo.
- D : diámetro de la válvula.

C) Determinación del gasto másico instantáneo, $\dot{m}(\theta)$.

Conocidos los datos de presión y temperatura en los colectores de admisión y escape (que consideraremos constantes) y los registros de presión – cilindro para cada carga el gasto másico instantáneo en una válvula se puede calcular de la siguiente forma:

$$\text{Si } \frac{P_i}{P(\theta)} < \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow \dot{m}(\theta) = C_v(\theta) A_v(\theta) \frac{P_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P(\theta)}{P_i}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P(\theta)}{P_i}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

$$\text{Si } \frac{P_i}{P(\theta)} \geq \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow \dot{m}(\theta) = C_v(\theta) A_v(\theta) \frac{P_i}{\sqrt{RT_i}} \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}$$

Ec. 4.3. Cálculo del gasto másico instantáneo en la válvula de admisión.

$$\text{Si } \frac{P(\theta)}{P_e} < \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow \dot{m}(\theta) = C_v(\theta) A_v(\theta) \frac{P(\theta)}{\sqrt{RT(\theta)}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_e}{P(\theta)}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_e}{P(\theta)}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

$$\text{Si } \frac{P(\theta)}{P_e} \geq \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow \dot{m}(\theta) = C_v(\theta) A_v(\theta) \frac{P(\theta)}{\sqrt{RT(\theta)}} \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}$$

Ec. 4.4. Cálculo del gasto másico instantáneo en la válvula de escape.

Siendo:

- $\dot{m}(\theta)$: gasto másico instantáneo en función del ángulo girado por el cigüeñal.
- P_i, P_e : presiones en los colectores de admisión y escape, respectivamente.
- $P(\theta)$: presión en el interior del cilindro.
- T_i : temperatura del colector de admisión.
- $T(\theta)$: temperatura en el interior del cilindro.
- $A_v(\theta)$: área de paso del fluido.
- $C_v(\theta)$: coeficiente de flujo.
- γ : constante adiabática del gas.
- R : constante del gas.

Donde la temperatura se ha calculado mediante la relación de los gases ideales:

$$T(\theta) = \frac{P(\theta) \cdot V(\theta)}{m \cdot R}$$

Ec. 4.5. Ecuación para el cálculo de temperatura.

Si conociéramos el gasto másico instantáneo podríamos, por comparación, calcular el valor del coeficiente de flujo C_v . Al desconocer este registro, lo que haremos será suponer, para una primera aproximación, un valor unidad ($C_v(\theta) = 1$).

D) Acumulación del gasto másico y cálculo del coeficiente de flujo medio, C_v .

Una vez calculados los gastos másicos instantáneos, podemos calcular la cantidad de masa que entra o sale en el cilindro realizando la operación de integración numérica:

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{dm}{dt} \cdot \frac{dt}{d\theta}$$

$$m = \sum_{\theta=VO}^{\theta=VC} \dot{m}(\theta) \cdot \frac{\Delta t}{\Delta \theta}$$

Ec. 4.6. Masa de aire a partir de los gastos másicos instantáneos.

Siendo:

- m : cantidad de masa que entra o sale del cilindro en cada ciclo y por cada válvula.
- $\dot{m}(\theta)$: gasto másico instantáneo en función del ángulo.
- $\theta = VC, \theta = VO$: ángulos de apertura y cierre de válvula.
- $\frac{\Delta t}{\Delta \theta}$: relación de resolución de tiempos y resolución de ángulos. Depende de la velocidad de la forma:

$$\frac{\Delta t}{\Delta \theta} = \frac{1}{n \cdot 6 \cdot \Delta \theta}$$

Ec. 4.7. Relación tiempos/ángulos.

Con:

- n : velocidad en rpm.
- $\Delta \theta$: resolución angular. Se ha calculado para cada dos ángulos de giro del cigüeñal.

Una vez obtenida la masa acumulada en el cilindro el coeficiente de flujo medio se puede calcular como relación entre la masa calculada por integración y la masa calculada en el cilindro a través del gasto másico medio (medido en los ensayos):

$$C_{v \text{ medio}} = \frac{m_{\text{acumulada}}}{m_{\text{gasto másico medio}}}$$

Ec. 4.8. Cálculo del coeficiente de flujo medio.

E) Curva coeficiente de flujo – levantamiento ($C_v - L$).

Una vez calculado el coeficiente de flujo medio para admisión y para escape, se procede a recalculer la masa de entrada o salida del cilindro, afectándola esta vez del coeficiente medio como marcan las ecuaciones Ec. 4.3. y Ec. 4.4. Para referir a la sección de la válvula y hallar su coeficiente de flujo, lo que haremos será igualar el gasto másico instantáneo

afectado por el coeficiente promedio al gasto másico instantáneo basado en el área de asiento de válvula, teniendo como incógnita el coeficiente de flujo instantáneo:

$$\dot{m}(\theta)_{\text{área lateral}, C_{v \text{ medio}}} = \dot{m}(\theta)_{\text{área de asiento}}$$

$$C_{v \text{ medio}} \cdot \pi \cdot L(\theta) \cdot D \cdot f(P, P(\theta), T, T(\theta), R, \gamma) = C_v(\theta) \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot f(P, P(\theta), T, T(\theta), R, \gamma)$$

$$C_v(\theta) = \frac{\dot{m}(\theta)_{\text{área lateral}, C_{v \text{ medio}}}}{\dot{m}(\theta)_{\text{área de asiento, sin } C_v}} = \frac{C_{v \text{ medio}} \cdot \pi \cdot L(\theta) \cdot D \cdot f(P, P(\theta), T, T(\theta), R, \gamma)}{\pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot f(P, P(\theta), T, T(\theta), R, \gamma)}$$

Ec. 4.9. Proceso de cálculo del coeficiente de flujo instantáneo.

En los siguientes apartados de este capítulo se expondrá la aplicación de los procesos descritos anteriormente a las válvulas de admisión y escape y los resultados obtenidos.

4.4. CARACTERIZACIÓN DE LA VÁLVULA DE ADMISIÓN.

4.4.1. Curva de levantamiento – ángulo.

De los planos de las levas que accionan los balancines donde van situadas las válvulas se puede obtener el levantamiento según el ángulo de leva. A continuación se muestra el perfil de la leva que mueve el sistema de admisión:

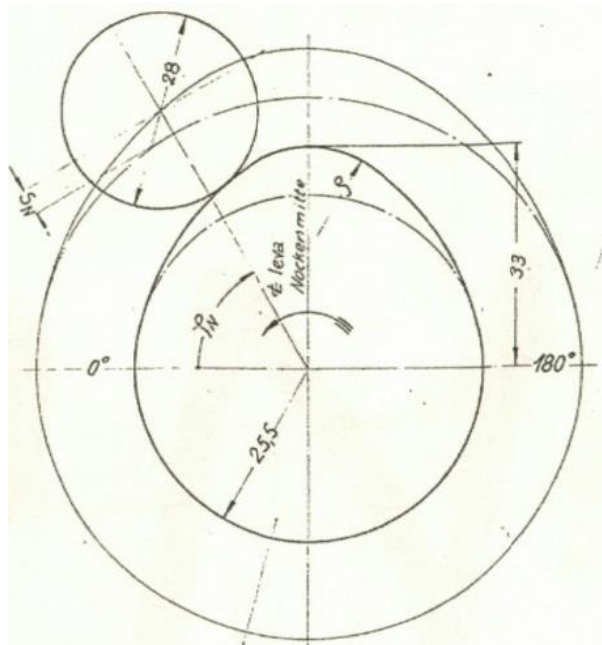
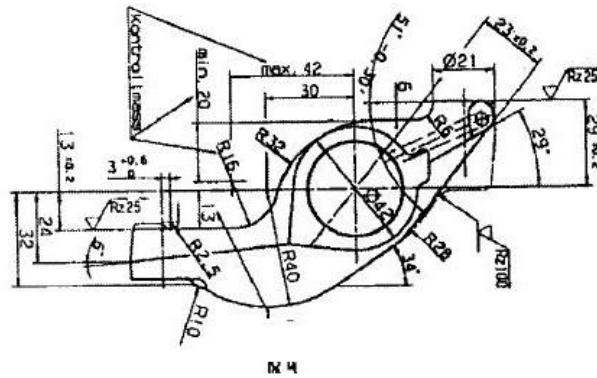


Figura 4.4. Perfil de la leva de admisión.

Como se ha indicado anteriormente, del plano se obtienen los levantamientos de las levas. Los levantamientos de la válvula se hallan calculando el factor de amplificación que introducen las

distintas longitudes de los brazos del balancín. Este factor de amplificación se puede calcular con una relación trigonométrica sencilla conocidas las longitudes de los brazos del balancín:



Los datos de levantamiento de válvula según el giro de cigüeñal se pueden encontrar en el libro de Excel nombrado como **Lev_Adm_Esc.xlsx**. También se incluirán completos en el **ANEXO III**. En el libro de Excel la información se organiza como sigue:

Ang. Leva (°)	Ang. Cigüeñal (°)	Levantamiento Leva (mm)	Levantamiento Válv. (mm)
Ángulo de giro del árbol de levas.	Ángulo de giro del cigüeñal (doble del girado por la leva).	Levantamiento que produce la acción de la leva sobre un brazo del balancín.	Levantamiento de la válvula calculado con el factor de amplificación.

Figura 4.7. Organización de datos de levantamiento.

Con los datos de la tabla, la curva de levantamiento de la válvula de admisión resulta:

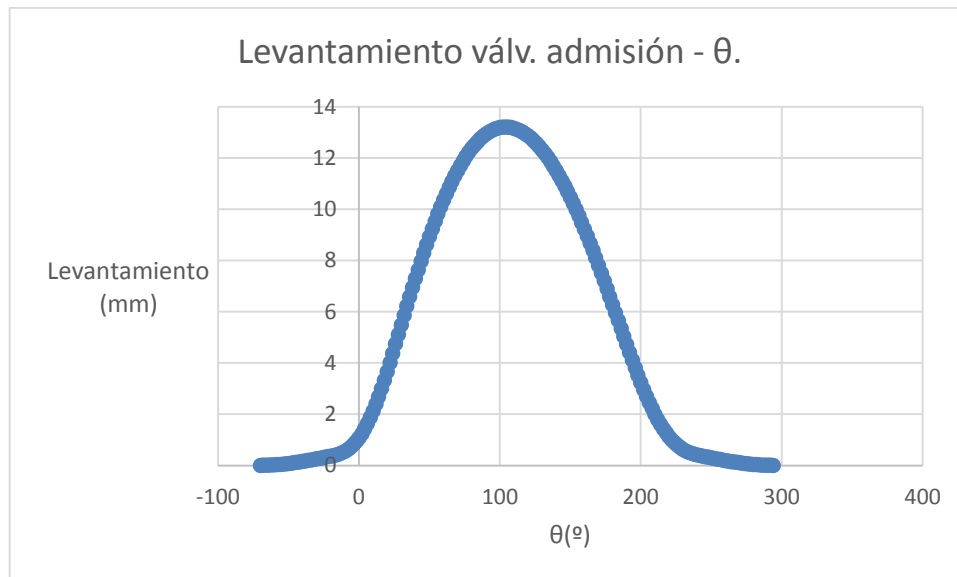


Figura 4.8. Curva de levantamiento de la válvula de admisión.

En la gráfica anterior se puede ver que el movimiento de la válvula tiene una duración de aproximadamente una vuelta del cigüeñal, mientras que el diagrama de distribución indica una apertura y cierre de válvula menor. Si establecemos un levantamiento mínimo como criterio de apertura de la válvula (por ejemplo, de 0,001 mm) la duración del ciclo de apertura y cierre de la válvula queda ajustada al diagrama de distribución.

4.4.2. Obtención de la curva de coeficientes de flujo – levantamiento a partir del coeficiente de flujo medio.

Una vez obtenidos los levantamientos, en el libro de Excel nombrado **cv_todos.xlsx** se calcula el coeficiente de flujo medio y la curva de coeficientes de flujo para la válvula de admisión como se indica en los apartados **C)** y **D)** del punto anterior. El cálculo se ha realizado para las cargas del 100%, 75% y 50%, por fluctuaciones de la onda de presión en el cilindro no ha sido posible calcularlo para las dos cargas restantes.

En el archivo en Excel se muestran los datos de partida para todas las cargas:

	CARGA				
	100%	75%	50%	25%	10%
Gasto aire (Kg/h)	5642	4450	3519	2733	2522
Gasto aire (Kg/(c·c·v))	0,0043534	0,00343364	0,00271528	0,0021088	0,00194599
Gasto gases (Kg/h)	5887	4636	3648	2804	2560
Gasto gases (Kg/(c·c·v))	0,00454244	0,00357716	0,00281481	0,00216358	0,00197531
Presión Col. Adm. (bar)	2,53	1,93	1,49	1,21	1,09
Temp. Col. Adm. (K)	332	328	334	332	336
Presión Col. Esc. (bar)	2	1,875	1,375	1,25	1,05

Figura 4.9. Datos de partida dependientes del grado de carga para el cálculo de Cv.

Cilindros	12
Válv. Adm	2
Válv. Escape	2
Velocidad (rpm)	1800
Diametro Vadm (mm)	57
Diametro Vesc (mm)	54
R aire (J/(Kg·K))	287
R gases (J/(Kg·K))	288
γ aire	1,39
γ gases	1,41
Δt/Δθ	4,6296E-05

Figura 4.10. Datos de operación, geométricos y termodinámicos para el cálculo de Cv.

Los cálculos en el libro de Excel se organizan de la forma siguiente:

LEV (mm)	Áng. Ciguñal (°)	P(θ) (bar)	V(θ) (cm3)	T(θ) (K)	$\dot{m}(\theta)$, Cv = 1	m	Cv medio
Levantamiento de la válvula en mm.	Ángulo girado por el cigüeñal.	Presión instantánea en el interior del cilindro	Volumen instantáneo desplazado por el cilindro	Temperatura del gas.	Gasto másico instantáneo con Cv = 1	Masa en el cilindro obtenida por acumulación del gasto másico instantáneo multiplicado por la resolución.	Coeficiente de flujo medio.

Figura 4.11. Orden de cálculos realizados en Excel para estimar el coeficiente de flujo medio.

Una vez obtenido el coeficiente medio, se calcula el coeficiente de flujo referido a la sección de asiento de la válvula (proceso descrito en el apartado E)) para cada ángulo. Los cálculos en el archivo Excel se han realizado en las columnas nombradas en la *Figura 4.12*.

$\dot{m}(\theta)$, Cv	$\dot{m}(\theta)(D)$	Cv(θ)
Gasto másico calculado con Cv medio.	Gasto másico calculado con el área de asiento de la válvula.	Coeficiente de flujo en función del ángulo.

Figura 4.12. Cálculo del coeficiente de flujo instantáneo.

Los resultados gráficos obtenidos se muestran a continuación:

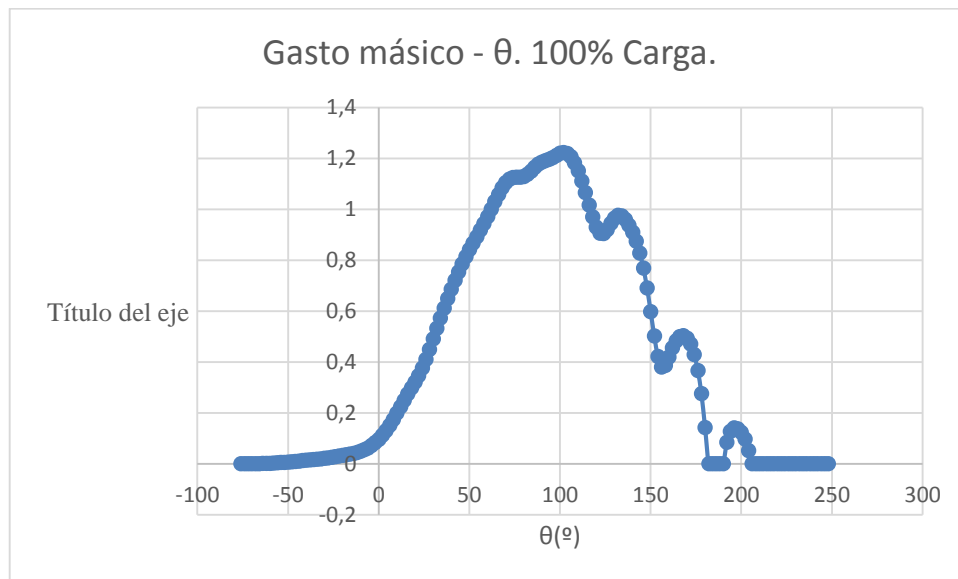


Figura 4.13. Gasto másico instantáneo en función del ángulo para el 100% de carga.

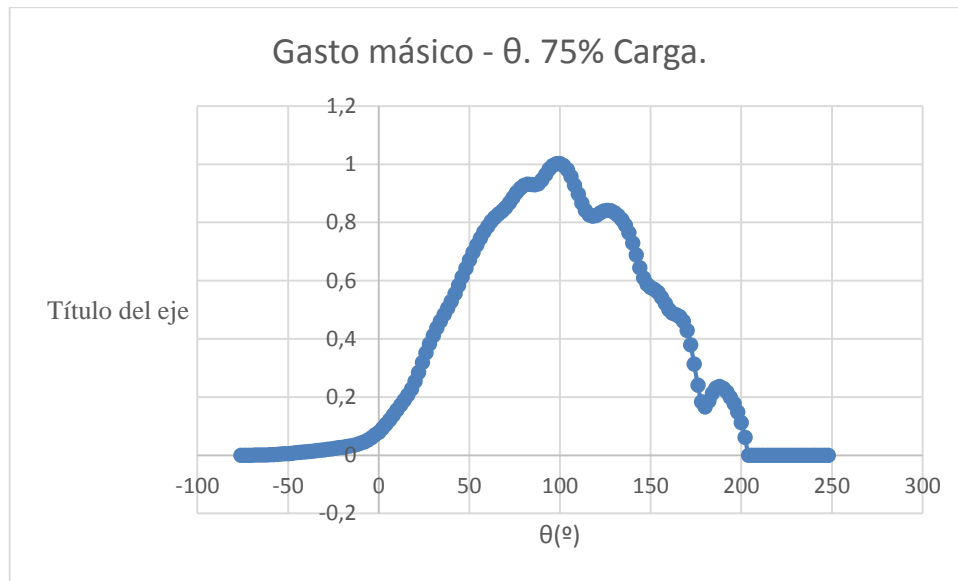


Figura 4.13. Gasto másico instantáneo en función del ángulo para el 75% de carga.

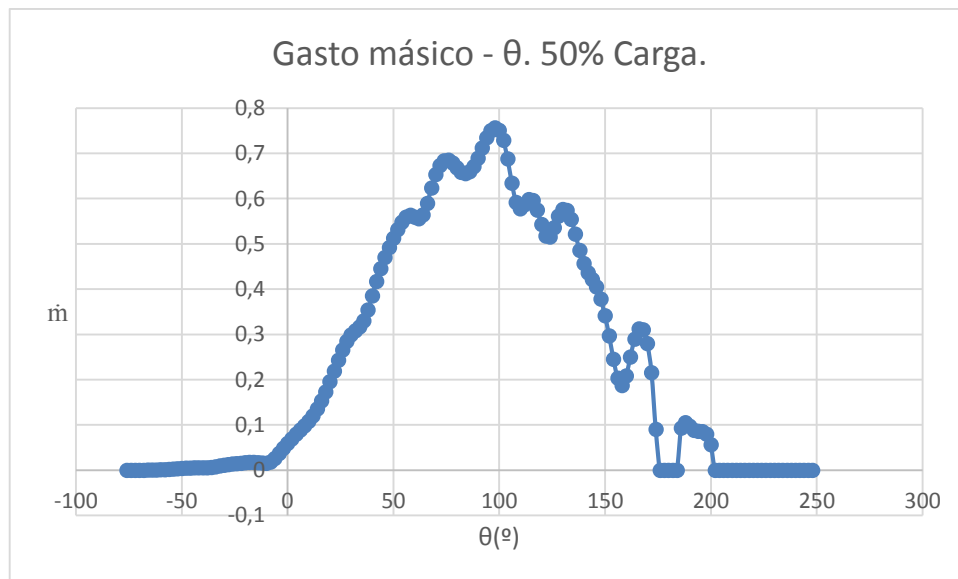


Figura 4.14. Gasto másico instantáneo en función del ángulo para el 50% de carga.

La anulación del gasto másico se produce cuando la presión en el cilindro está por encima de la presión en el colector de admisión, resultando la raíz cuadrada de la ecuación Ec 4.3. negativa. El hecho de que la presión en el cilindro aumente al final de la admisión puede deberse al retraso del cierre de la válvula e indicaría el inicio de la carrera de compresión. Como se puede ver en las siguientes gráficas es al final del proceso de admisión cuando se produce este fenómeno:

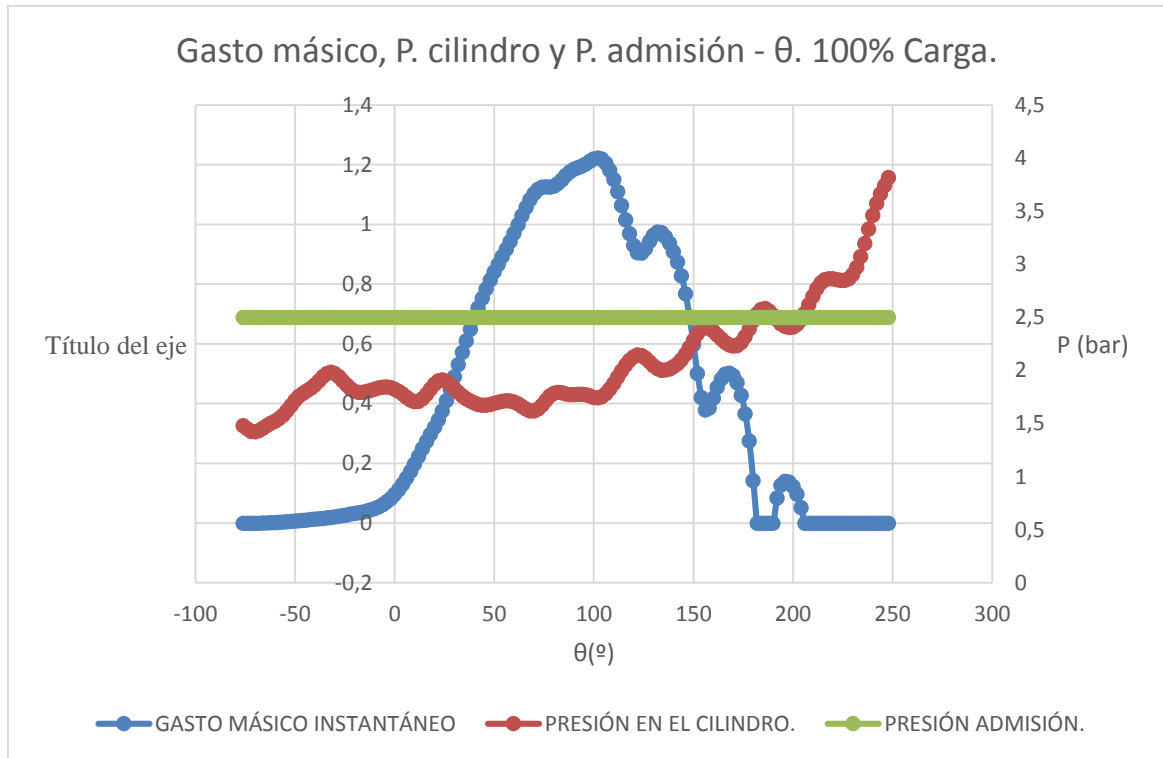


Figura 4.15. Gasto másico, presión en el cilindro y en el colector de admisión en función del ángulo para el 100% de carga.

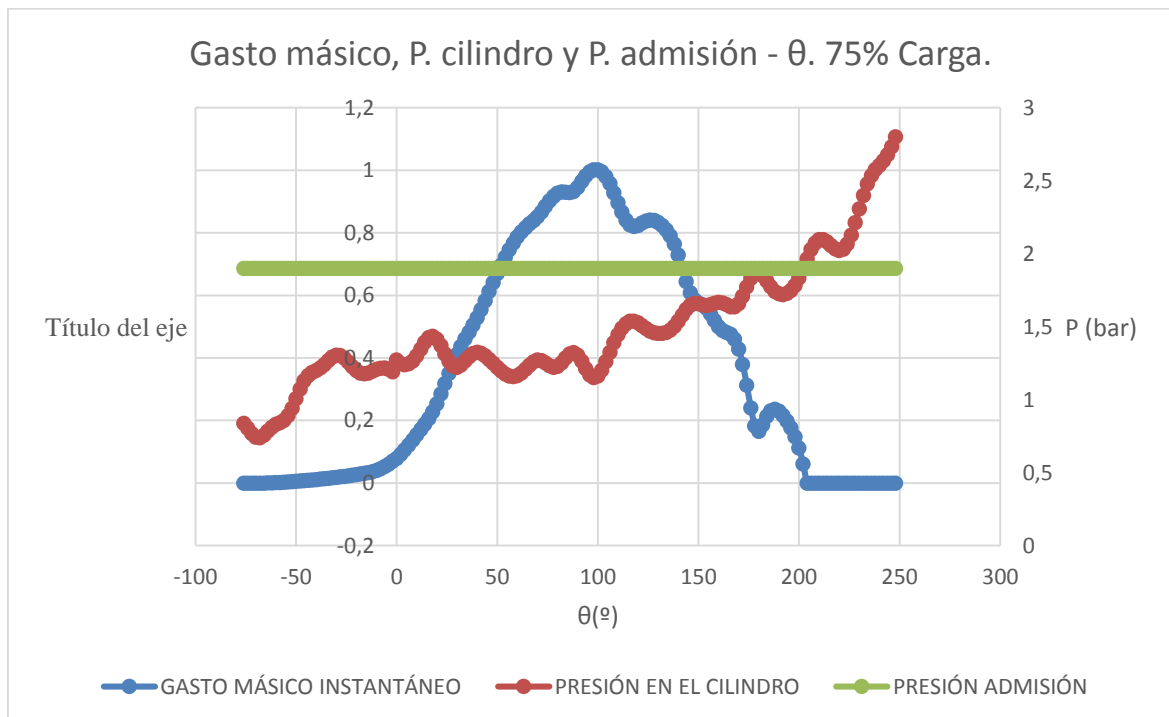


Figura 4.16. Gasto másico, presión en el cilindro y en el colector de admisión en función del ángulo para el 75% de carga.

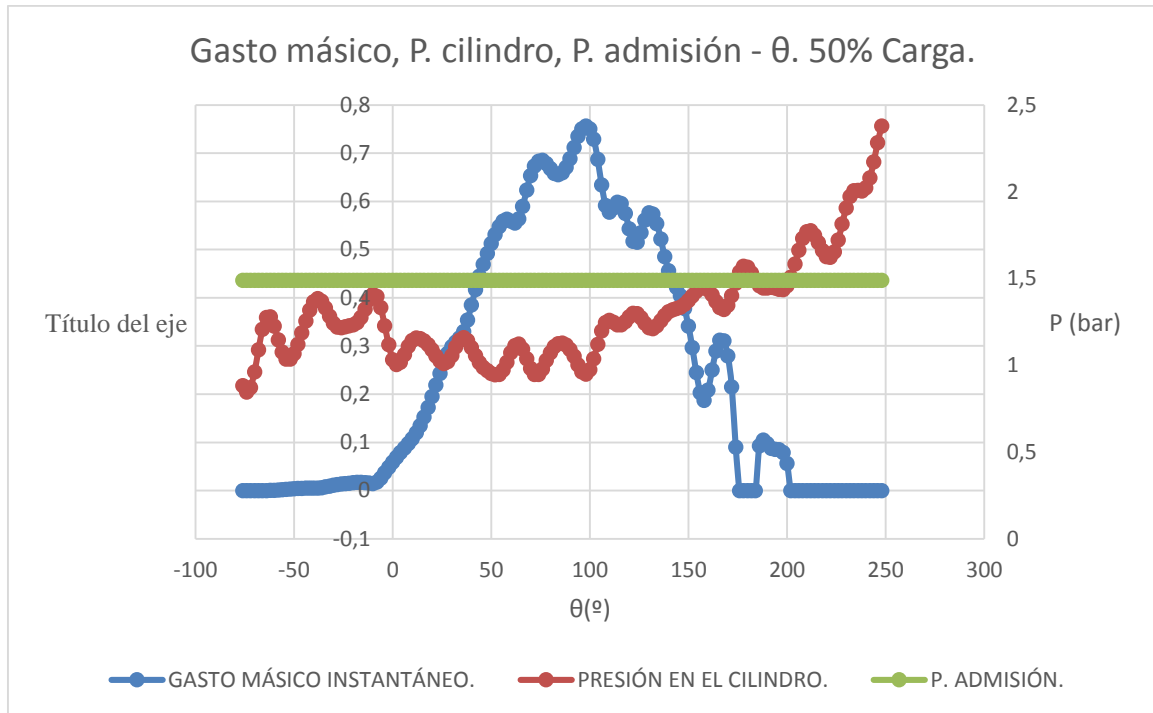


Figura 4.17. Gasto másico, presión en el cilindro y en el colector de admisión en función del ángulo para el 50% de carga.

Los resultados para el coeficiente de flujo medio en cada carga son:

	CARGA.		
	100%	75%	50%
Cv	0,75043063	0,809921506	0,684444981

Figura 4.18. Coeficiente de flujo medio para cada carga.

Para el cálculo de los coeficientes de flujo se han considerado presiones constantes en el colector de admisión. En la siguiente figura se puede ver una representación de la presión instantánea en este colector (que es prácticamente constante para todas las cargas) con la presión en el cilindro durante la admisión para el 100% de carga; se observa en la gráfica el fenómeno antes mencionado de superar la presión del colector en el interior del cilindro para el final de la admisión:

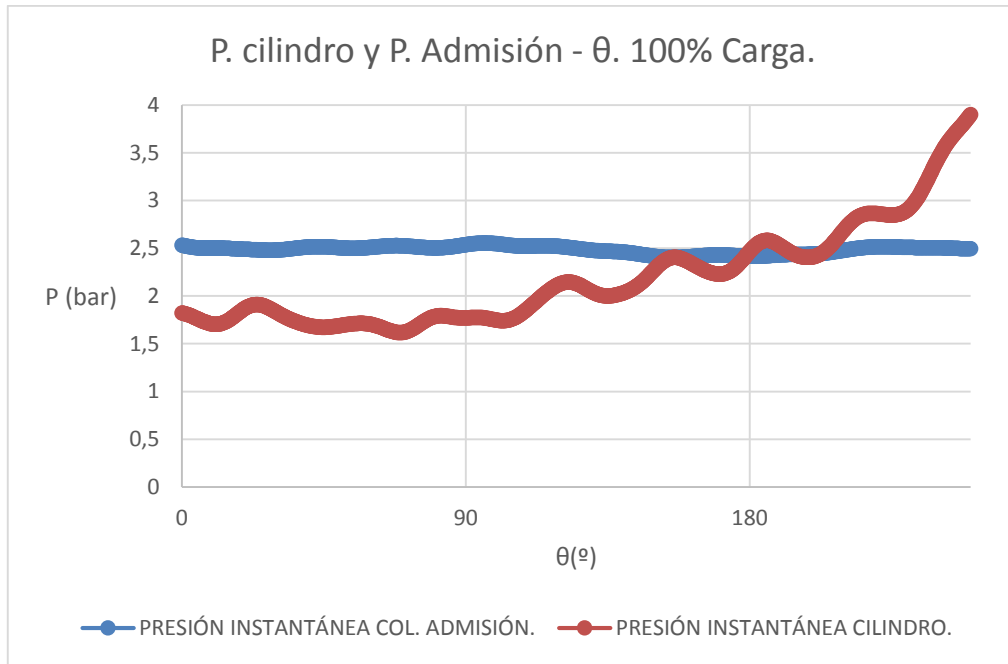


Figura 4.19. Presiones instantáneas en el cilindro y el colector de admisión.

La curva que queremos conseguir es la curva de coeficientes de flujo instantáneo y levantamiento. A continuación se muestran las gráficas de los coeficientes de flujo y levantamiento para las tres cargas seleccionadas. Los coeficientes en el ciclo de subida y de bajada deberían ser similares, no lo son debido a la fluctuación de la onda de presión y la anulación del gasto másico por las razones anteriormente citadas.

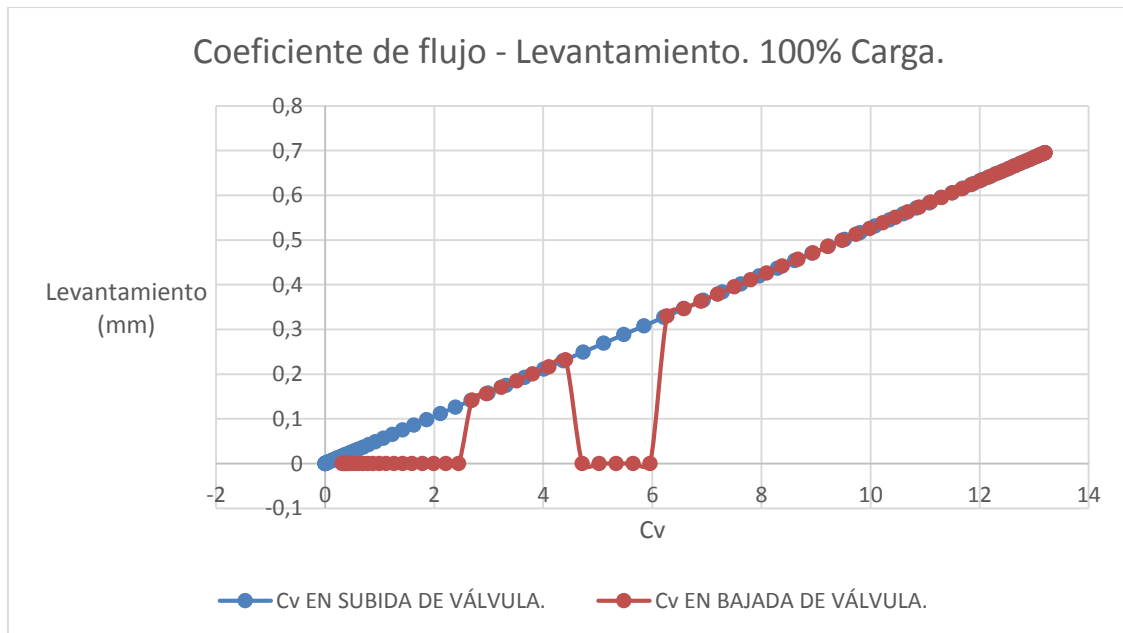


Figura 4.20. Evolución del coeficiente de flujo con el levantamiento para el 100% de carga.

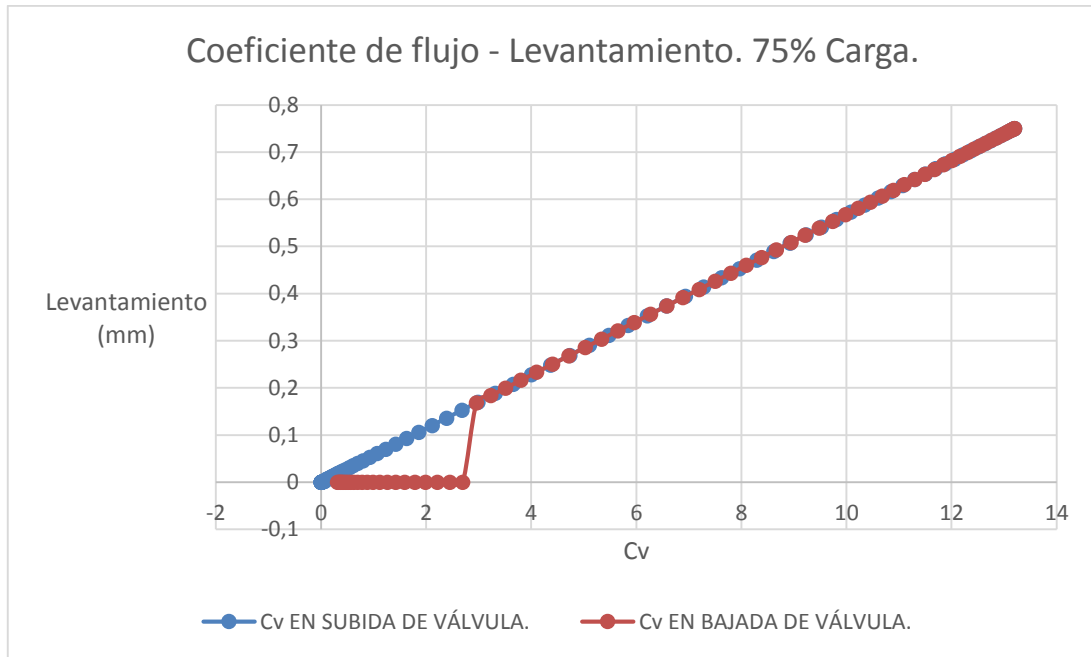


Figura 4.21. Evolución del coeficiente de flujo con el levantamiento para el 75% de carga.

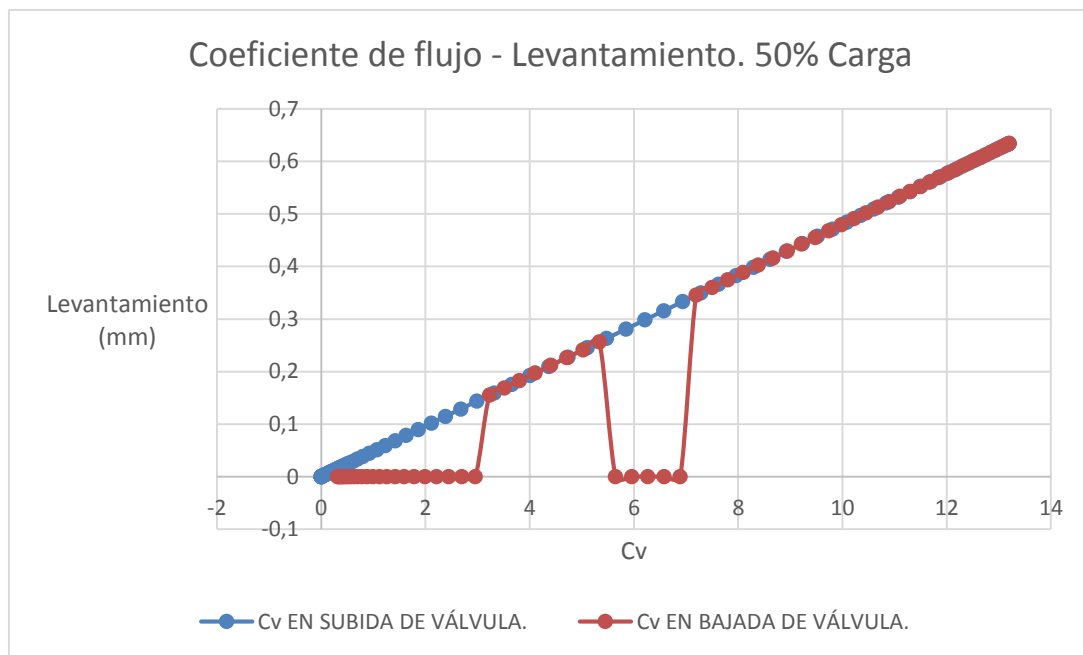


Figura 4.22. Evolución del coeficiente de flujo con el levantamiento para el 50% de carga.

Puesto que el motor es utilizado en una aplicación estacionaria y normalmente en régimen cercano a la plena carga (100%), utilizaremos para el modelado posterior la curva de coeficientes de flujo y levantamientos para esta carga (Figura 4.20), omitiendo los valores nulos (considerando sólo la curva de subida y que la curva de bajada tiene valores idénticos a los de subida).

4.5. CARACTERIZACIÓN DE LA VÁLVULA DE ESCAPE.

4.5.1. Curva de levantamiento – ángulo.

A partir de la curva de levantamiento de la leva de escape y procediendo de idéntica manera al proceso seguido en la caracterización de la válvula de admisión (levantamientos medidos en la leva, cálculo del factor de amplificación) se calcula la curva de levantamientos de la válvula de escape:

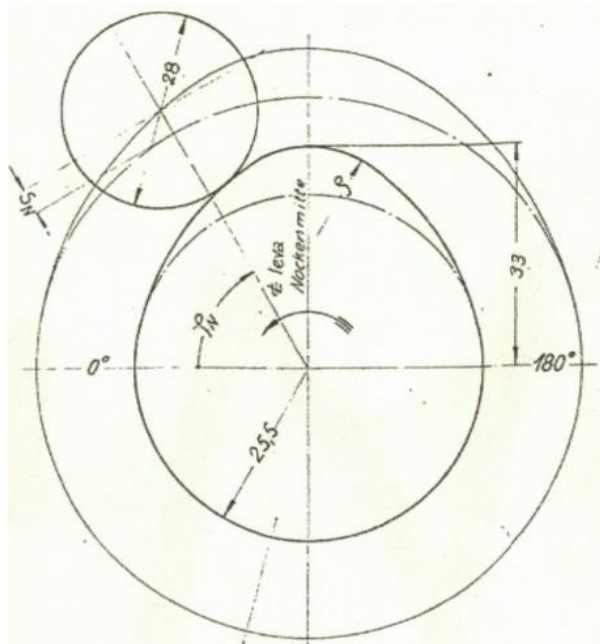


Figura 4.22. Perfil de la leva de escape.

Midiendo en el plano las longitudes de los brazos del balancín podemos calcular la amplificación:

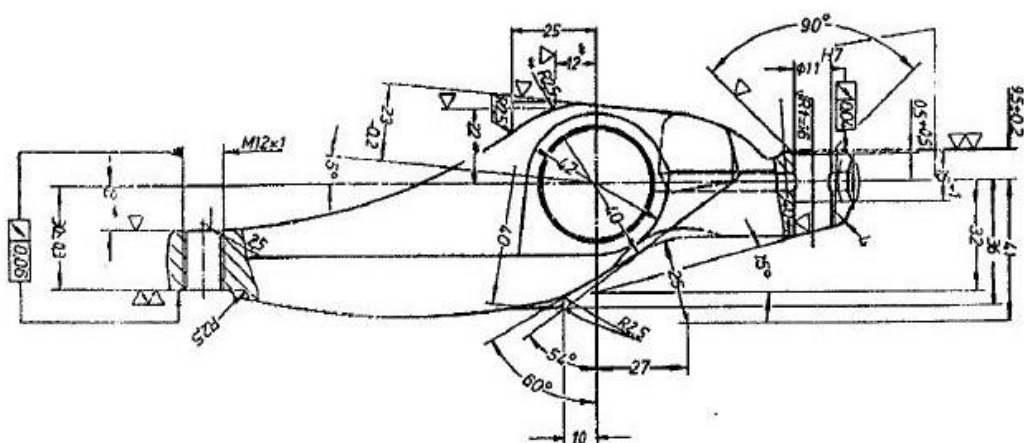


Figura 4.23. Plano del balancín de escape.

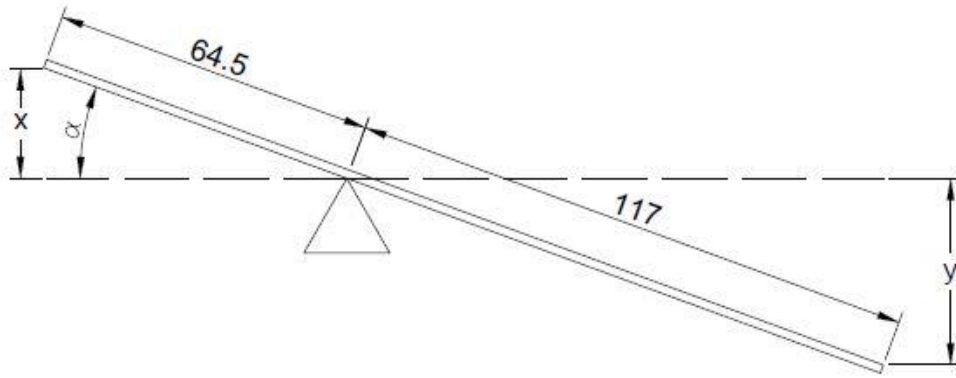


Figura 4.24. Simplificación del accionamiento del balancín de escape.

$$\sin \alpha = \frac{x}{64,5} = \frac{y}{117}$$

$$y = 1,814 \cdot x$$

$$L_{válvula}(\theta) = 1,814 \cdot L_{leva}(\theta)$$

Ec. 4.11. Cálculo de levantamientos de leva y factor de amplificación.

Se obtiene un factor de amplificación de 1,814, que afectará a los levantamientos de las levas. Al igual que en la admisión, el árbol de levas gira a la mitad de velocidad que el cigüeñal. Esto se refleja en que el ángulo que gira el cigüeñal es el doble que el girado por la leva en el mismo tiempo (resolución angular, 2º).

Los datos de levantamiento de válvula según el giro de cigüeñal se pueden encontrar en el libro de Excel nombrado como **Lev_Adm_Esc.xlsx**. También se incluirán completos en el **ANEXO III**. En el libro de Excel la información se organiza igual que en la válvula de admisión:

Ang. Leva (º)	Ang. Cigüeñal (º)	Levantamiento Leva (mm)	Levantamiento Válv. (mm)
Ángulo de giro del árbol de levas.	Ángulo de giro del cigüeñal (doble del girado por la leva).	Levantamiento que produce la acción de la leva sobre un brazo del balancín.	Levantamiento de la válvula calculado con el factor de amplificación.

Figura 4.25. Organización de datos de levantamiento.

4.5.2. Obtención de la curva de coeficientes de flujo – levantamiento a partir del coeficiente de flujo medio.

El cálculo del coeficiente de flujo para la válvula de escape ha resultado imposible de realizar porque los datos experimentales presentan deriva térmica procedente del sensor. Esto se traduce en un valor de offset o error continuo que tienen todos los datos experimentales. Para aplicar correctamente la ecuación nombrada como Ec. 4.4., que proporciona el gasto másico instantáneo, la presión en el cilindro debe ser mayor que la del colector de escape (indicación de que los gases fluyen del cilindro al colector). Como se puede ver en detalle en la *Figura 4.26.*, este hecho no ocurre gran parte de la fase de escape:

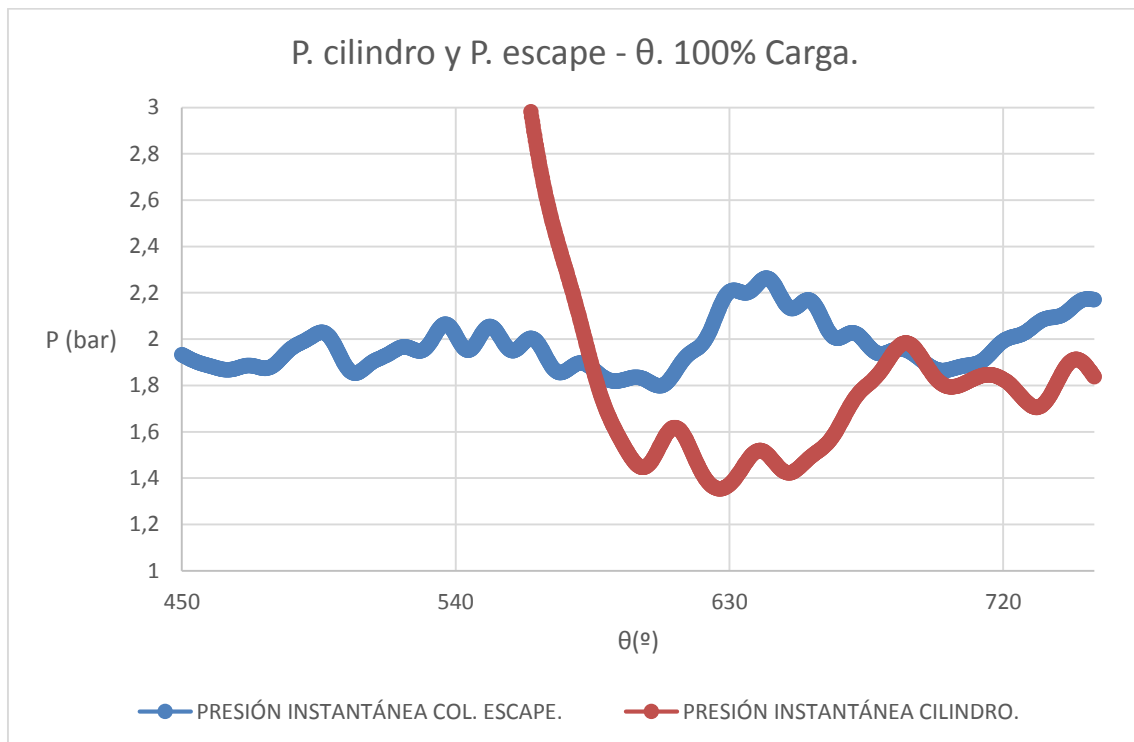


Figura 4.26. Presiones instantáneas en el cilindro y el colector de escape.

Para caracterizar la válvula de escape mediante su curva de coeficiente de flujo y levantamiento utilizaremos los mismos datos que los calculados en la válvula de admisión, ya que el conducto es de geometría muy similar y el área de referencia de la válvula también.

4.6. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO 4.

En este capítulo se han caracterizado mediante sus curvas de levantamiento y coeficientes de flujo las válvulas de admisión y escape del motor. Las conclusiones extraíbles de este capítulo se indican a continuación:

- Obviando la llamada “rampa de silencio”, el levantamiento de las válvulas de admisión y escape validan el diagrama corroboran el diagrama de distribución.
- Se ha utilizado una correlación teórica para el cálculo de los coeficientes de flujo. Esta correlación es aceptable pero en la implantación en el modelo puede dar lugar a

problemas. Sería conveniente la medida en banco de flujo de los coeficientes de flujo de las válvulas.

- En el escape existe un caso de deriva térmica. Como se ha visto, la presión en el cilindro en el escape está por debajo de la presión del colector, haciendo imposible el cálculo de los coeficientes de flujo (el cálculo indica que el flujo sería saliente del cilindro, sino entrante, algo imposible en el escape).

CAPÍTULO 5. MODELADO DEL MOTOR MEDIANTE EL PROGRAMA AVL BOOST.

5.1. EL PROGRAMA AVL BOOST.

El último capítulo de este proyecto se centra en el proceso de modelado del motor. En capítulos anteriores se ha realizado la selección y el tratamiento de datos de las medidas experimentales, ajustado un modelo para la combustión del motor, calculado la geometría de los elementos que lo forman y caracterizado las válvulas con las curvas características. Todo lo realizado anteriormente tiene como fin la implantación en un modelo unidimensional que simule el comportamiento del motor. Para la realización de este modelo contamos con el programa de simulación **AVL BOOST**.

AVL BOOST es una aplicación de simulación de motores que permite predecir y simular el comportamiento del motor, y medir su nivel de emisiones de gases y acústicas. El programa presenta una interfaz gráfica sencilla e intuitiva que se muestra en la *Figura 5.1*. Se ha escogido este programa de simulación por ser un software comercial y reconocido internacionalmente, además de permitir la realización de vídeos de la simulación y permitir una caracterización muy detallada de cada elemento que integra el conjunto del motor.

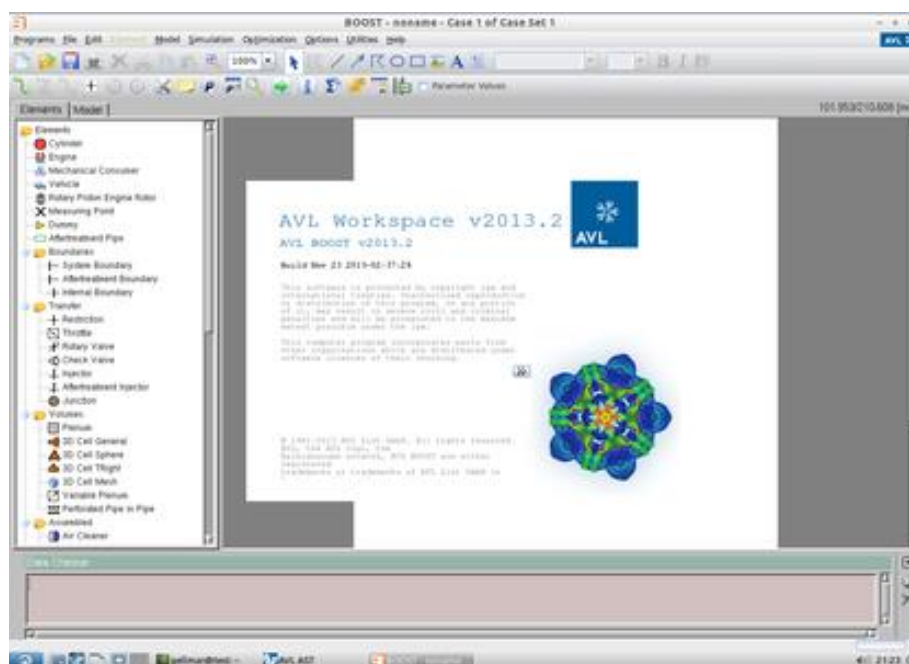


Figura 5.1. Interfaz del programa AVL BOOST.

5.2. PROCESO DE MODELADO.

El esquema que queremos conseguir para simular en **AVL BOOST** se muestra en la *Figura 5.2*. Este esquema se corresponde con el modelo completo del motor, con doce cilindros y dos colectores de admisión y dos de escape separados.

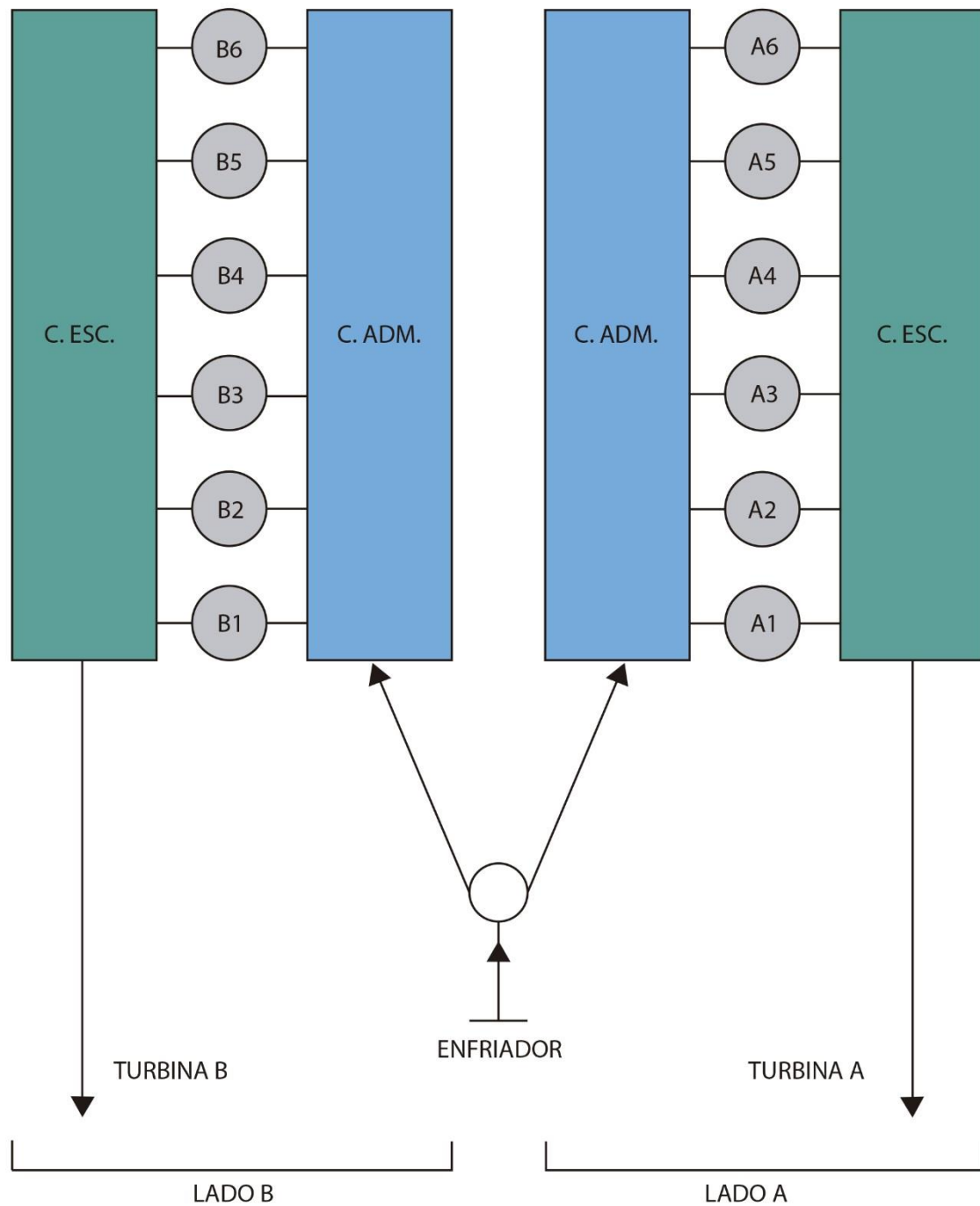


Figura 5.2. Esquema del motor completo.

Para conseguir un modelo que simule fielmente el comportamiento del motor hemos tomado como base el ejemplo de un motor diésel atmosférico tetracilíndrico proporcionado por el programa. Se ha ido modificando este ejemplo introduciendo sucesivamente los datos del motor de estudio MTU 12V396 y generando un nuevo modelo con cada dato introducido. Después de la generación de cada modelo se ha comprobado que la simulación es coherente con los datos introducidos, pasando a introducir una serie más de datos y conformando un nuevo modelo. Este proceso se ha seguido hasta llegar al modelo completo el motor MTU 12V396. En la tabla siguiente se recogen todos los modelos generados y sus características:

MODELO	CARACTERÍSTICAS
Base	<ul style="list-style-type: none"> • Tetracilíndrico • Modelo de combustión de una sola ley de Wiebe. • Diagrama de distribución similar a la de nuestro motor. • Levantamientos de válvulas y coeficientes de flujo propios del motor. • Atmosférico, condiciones estándar de aspiración y escape. • Temperaturas de pared parametrizadas. • Parametrizado en función de la velocidad del motor, no de la carga.
61	<ul style="list-style-type: none"> • Condiciones de admisión del 100% de carga del motor de estudio. • Introducción de seis cilindros. • Introducción de geometría de tubos del motor de estudio. • Modelo de combustión de una ley de Wiebe. • Se mantiene la distribución, levantamientos y coef. de flujo, las temperaturas de pared y las condiciones en escape.
62	<ul style="list-style-type: none"> • Elimina la parametrización de la velocidad: sólo simulará el caso de 1800 r.p.m. al 100% de carga. • Introducción de geometría de colectores del motor de estudio. • Se mantiene del modelo anterior la distribución, caracterización de válvulas, temperaturas de pared, condiciones en escape y modelo de combustión.
63	<ul style="list-style-type: none"> • Introducción del orden de encendido correspondiente a los seis cilindros del Lado A del motor. • Introducción del caudal de combustible inyectado para el 100% de carga, manteniendo el modelo de combustión de una única ley de Wiebe. • Se mantienen las demás características del modelo 62.
64	<ul style="list-style-type: none"> • Cambio de modelo de combustión: se introducen las dos leyes de Wiebe para las condiciones de plena carga con los ángulos en positivo. • Se mantienen las demás características del modelo 63.
65	<ul style="list-style-type: none"> • Modificación de la distribución: se introduce la curva de levantamiento de admisión del motor de estudio, manteniendo la geometría de válvula y coeficientes de flujo originales. • Se mantienen las demás características del modelo 64.
66	<ul style="list-style-type: none"> • Modificación de la distribución: se introduce la curva de levantamiento del escape además de la de admisión, manteniendo la geometría de las válvulas y los coeficientes de flujo originales. • Se mantienen las demás características del modelo 65.
67	<ul style="list-style-type: none"> • Se introducen los diámetros de las válvulas del motor considerado. • Se mantienen las características del modelo 66.
68	<ul style="list-style-type: none"> • Cambio en los coeficientes de flujo: se introducen los calculados en el Capítulo 4. Al simularlo, el motor proporciona potencias negativas: se produce un tapón sónico que ahoga el motor, arrojando la simulación potencias negativas (motor arrastrado). • Se opta por mantener coeficientes de flujo del motor ejemplo original. Son casi constantes para todos los levantamientos y similares al coeficiente de flujo medio calculado. • Se mantienen las características del modelo 67.
69	<ul style="list-style-type: none"> • Se completa el modelo con los doce cilindros. • Se mantienen los coeficientes de flujo del modelo 67 por el fallo producido en el modelo 68. • Se mantienen las características del modelo 67.

MODELO	CARACTERÍSTICAS
691	<ul style="list-style-type: none"> • Particularización de las condiciones de admisión y escape para el 100% de carga. • Se mantienen las características del modelo 69.
692	<ul style="list-style-type: none"> • Se parametrizan todas las cargas: se introducen las leyes de Wiebe y condiciones de admisión y escape para todos los puntos de estudio. • Se mantienen las características del modelo 691.
693	<ul style="list-style-type: none"> • El inicio de la combustión se cambia a su punto original, negativo. • La geometría se calcula con el concepto de diámetro equivalente.

Figura 5.3. Resumen de los distintos modelos adoptados en el proceso de modelado.

A continuación se muestra un esquema del motor modelado:

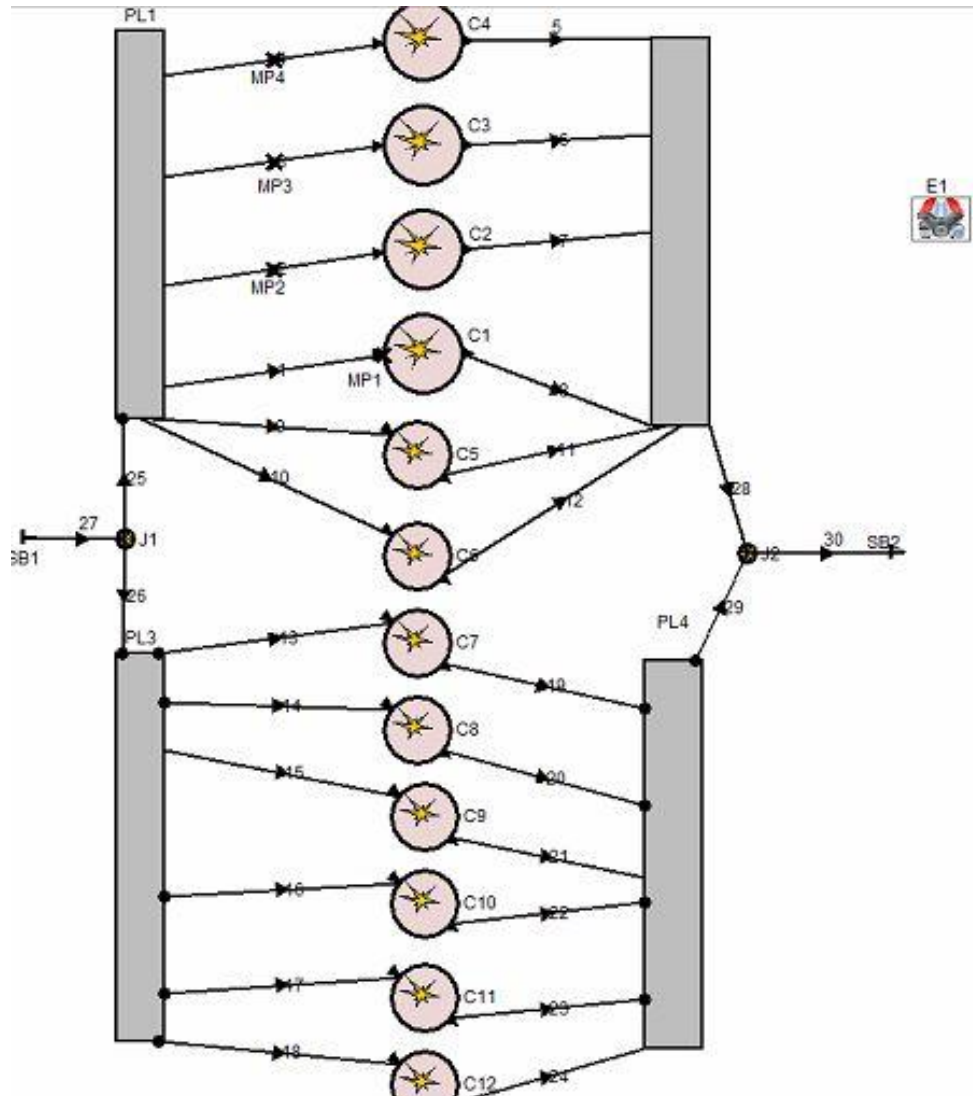


Figura 5.4. Modelo definitivo, modelo 693.

5.3. INTRODUCCIÓN DE DATOS EN AVL BOOST.

A continuación se muestran algunas capturas de pantalla del proceso de introducción de datos. Como se ha indicado anteriormente, **AVL BOOST** cuenta con una interfaz gráfica intuitiva que permite seleccionar el elemento a introducir. Pulsando sobre cada elemento se abre el menú de características propias del mismo, que deberemos introducir para que el programa simule correctamente.

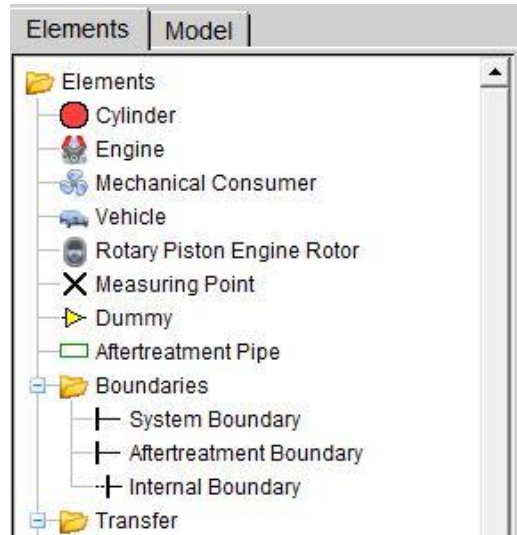


Figura 5.5. Menú de selección de elementos para el motor.

General	
Author	win
Comment	
Result Name	
Date	22. Sep 2015
Bore	165 mm
Stroke	185 mm
Compression Ratio	15.5 [-]
Con-Rod Length	341 mm
Piston Pin Offset	0.0001 mm
Effective Blow By Gap	1 mm
Mean Crankcase Press.	1.043 bar
<input type="checkbox"/> User Defined Piston Motion	
<input type="checkbox"/> Chamber Attachment	
Scavenge Model	Perfect Mixing

Buttons: Apply, Accept, Help

Figura 5.6. Menú de introducción de datos geométricos para el cilindro.

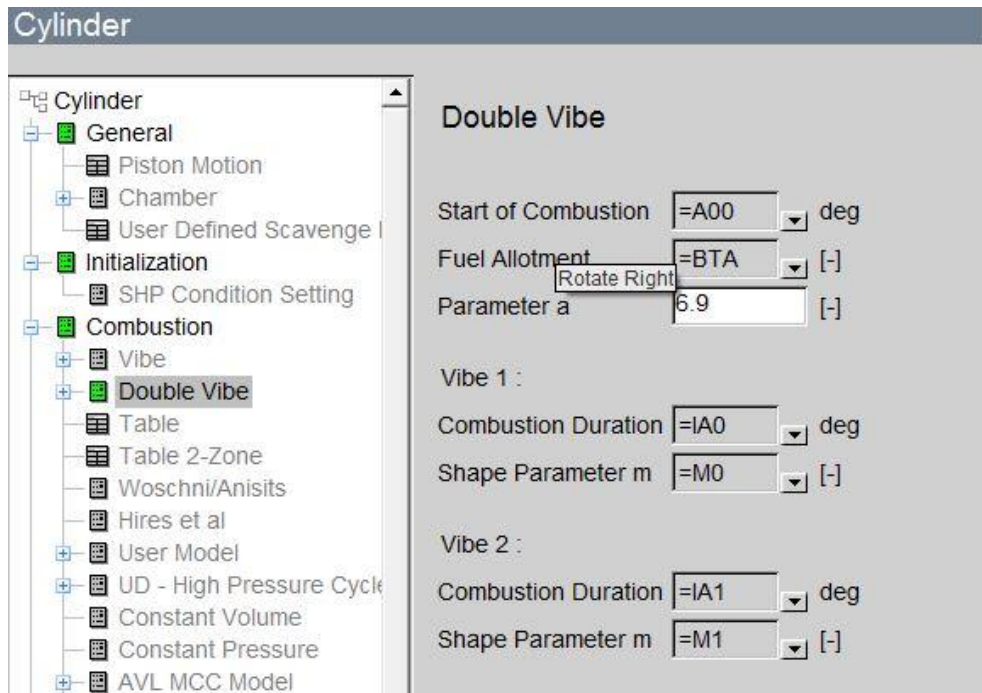


Figura 5.7. Introducción de datos del modelo de combustión.

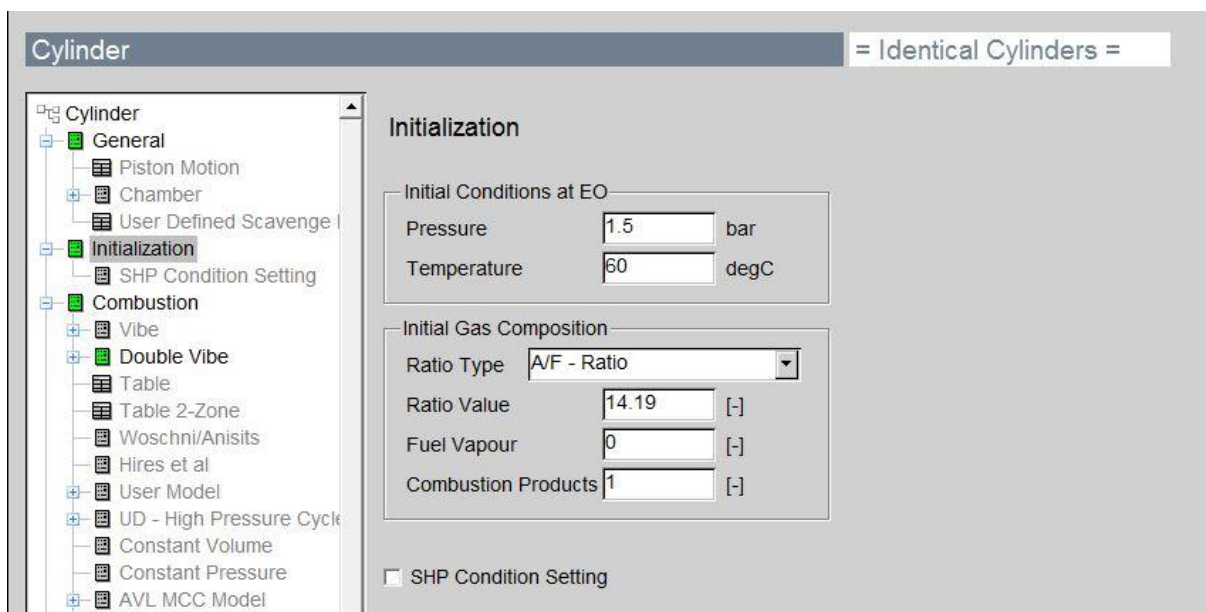


Figura 5.8. Introducción de datos de inicialización para el cilindro.

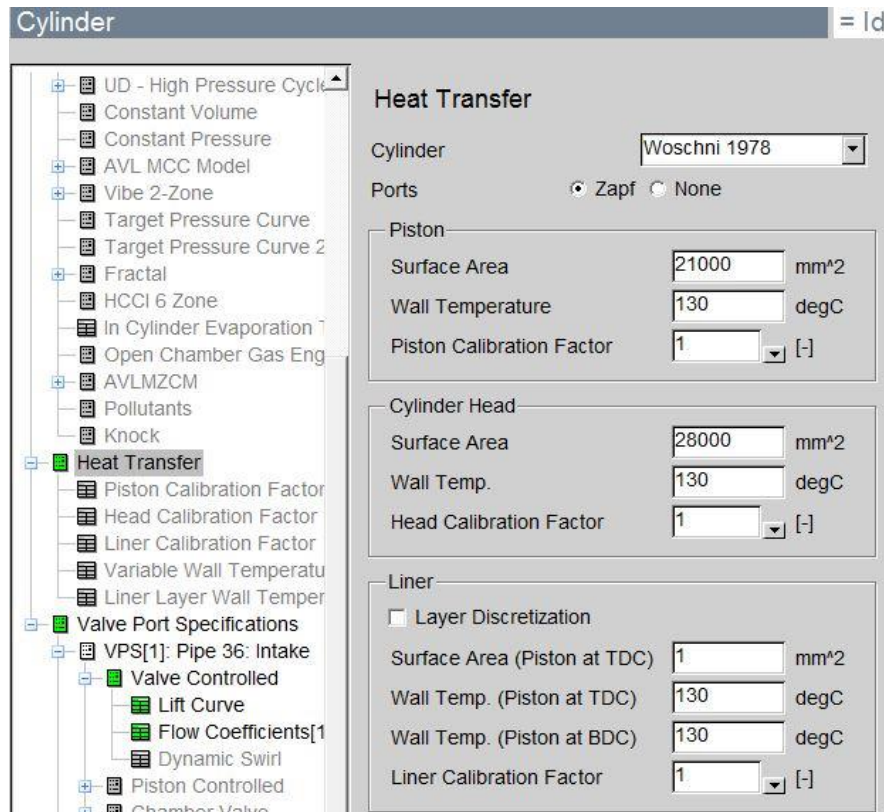


Figura 5.9. Introducción de datos de modelo de transmisión del calor.

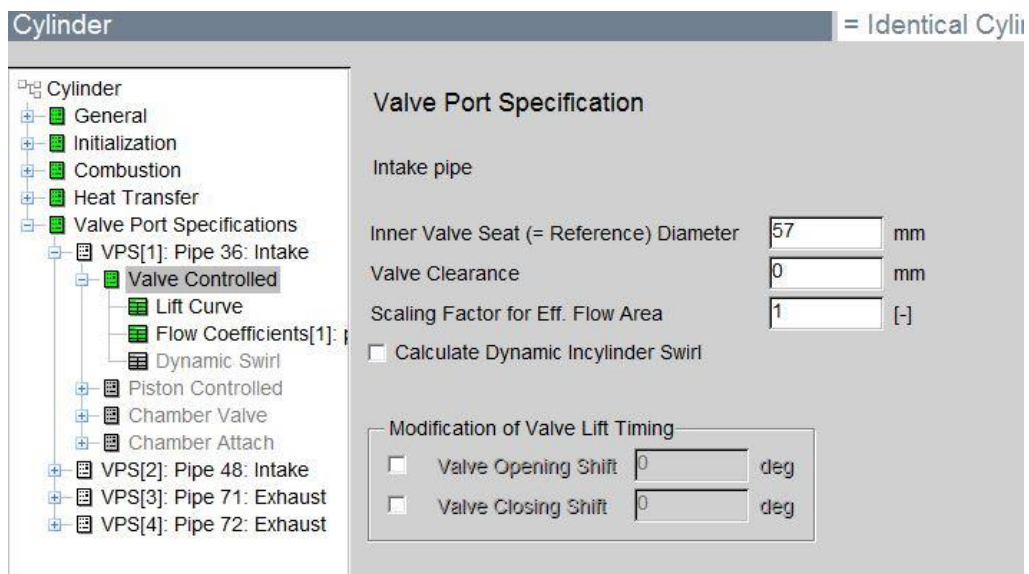


Figura 5.10. Introducción de datos geometría de la válvula.

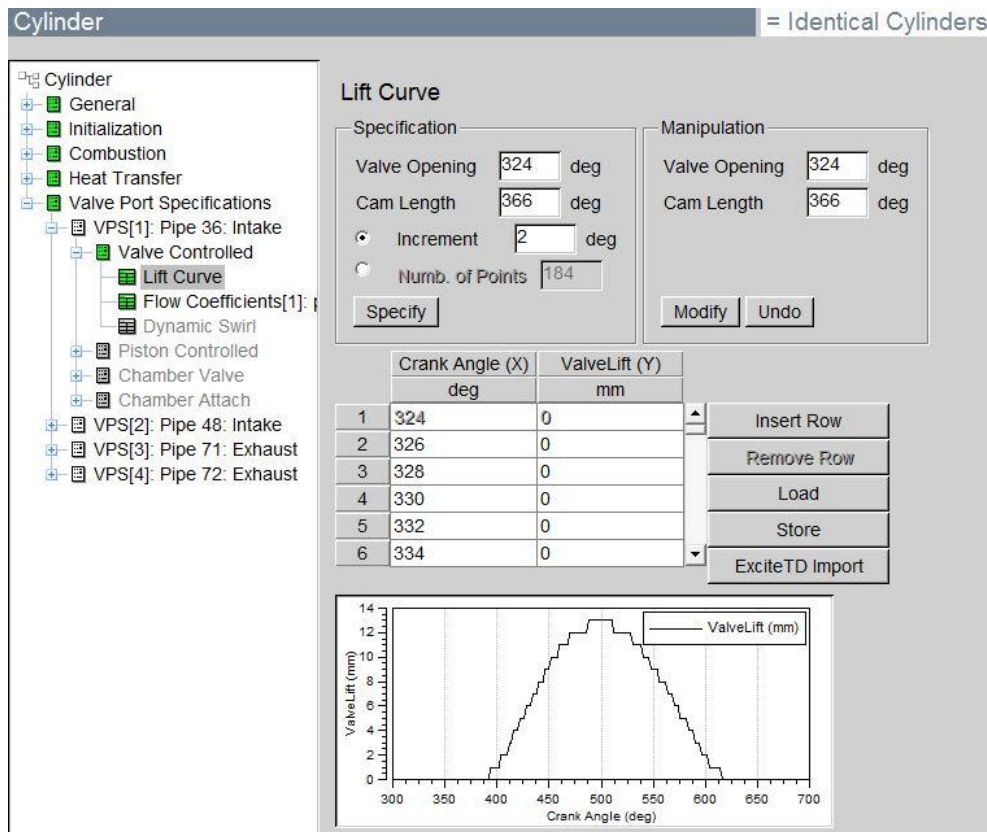


Figura 5.11. Introducción de levantamiento de válvulas.

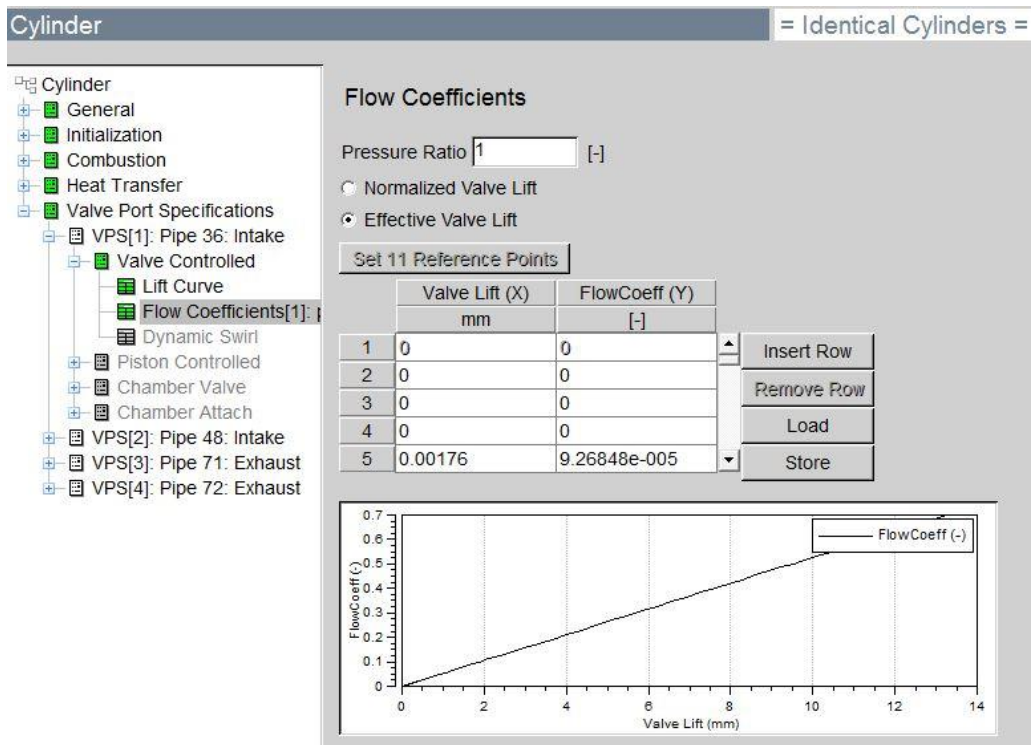


Figura 5.12. Introducción de coeficientes de flujo.

Plenum

Plenum

- General
- Connection Definition
- Initialization
- Flow Coefficients
 - Pipe 7 Inflow - Table
 - Pipe 7 Outflow - Table
 - Pipe 8 Inflow - Table
 - Pipe 8 Outflow - Table
 - Pipe 9 Inflow - Table
 - Pipe 9 Outflow - Table
 - Pipe 10 Inflow - Table
 - Pipe 10 Outflow - Table
 - Pipe 11 Inflow - Table
 - Pipe 11 Outflow - Table
 - Pipe 12 Inflow - Table
 - Pipe 12 Outflow - Table
 - Pipe 73 Inflow - Table
 - Pipe 73 Outflow - Table
- Wall Heat Transfer
- Linear Acoustics
 - Inlet Impedance
 - Outlet Impedance

General

Author: win

Comment:

Result Name: Date: 17. Sep 2015

Geometry Definition: Volume

Volume: 16.171 l

Diameter and Length

Length: 0 mm

Diameter: 0 mm

☐ Wall Heat Transfer

Figura 5.13. Introducción de propiedades geométricas de los colectores.

Plenum

Plenum

- General
- Connection Definition
- Initialization
- Flow Coefficients
 - Pipe 7 Inflow - Table
 - Pipe 7 Outflow - Table
 - Pipe 8 Inflow - Table
 - Pipe 8 Outflow - Table
 - Pipe 9 Inflow - Table
 - Pipe 9 Outflow - Table
 - Pipe 10 Inflow - Table
 - Pipe 10 Outflow - Table
 - Pipe 11 Inflow - Table
 - Pipe 11 Outflow - Table
 - Pipe 12 Inflow - Table
 - Pipe 12 Outflow - Table
 - Pipe 73 Inflow - Table
 - Pipe 73 Outflow - Table
- Wall Heat Transfer
- Linear Acoustics
 - Inlet Impedance
 - Outlet Impedance

Initialization

☒ Local Initialization

Preference: Set 1 Copy

Pressure: 2 bar

Gas Temperature: 60 degC

Fuel Vapour: 0 [-]

Combustion Products: 0 [-]

Ratio Type: A/F - Ratio

Ratio Value: 14.5 [-]

☐ Global Initialization

Preference: Set 1

Pressure: 2 bar

Temperature: 50 degC

Figura 5.14. Condiciones iniciales del colector.

Figura 5.15. Introducción de coeficientes de flujo de los conductos del colector.

Figura 5.16. Introducción de la geometría de los conductos.

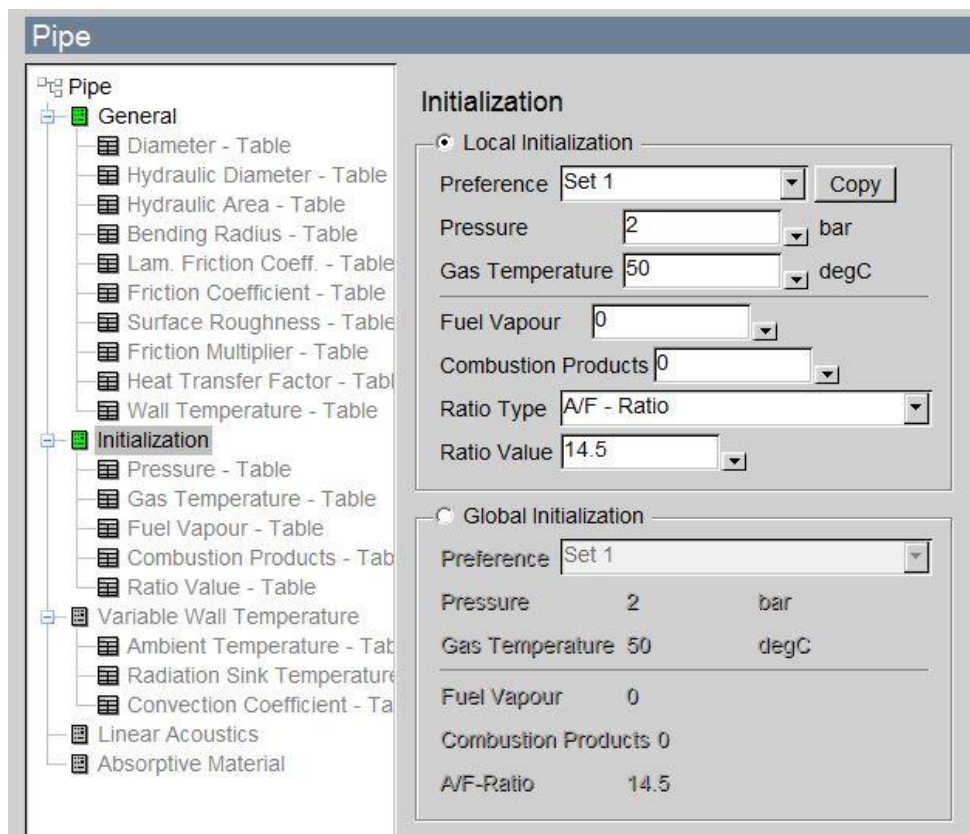


Figura 5.17. Condiciones iniciales para los conductos.

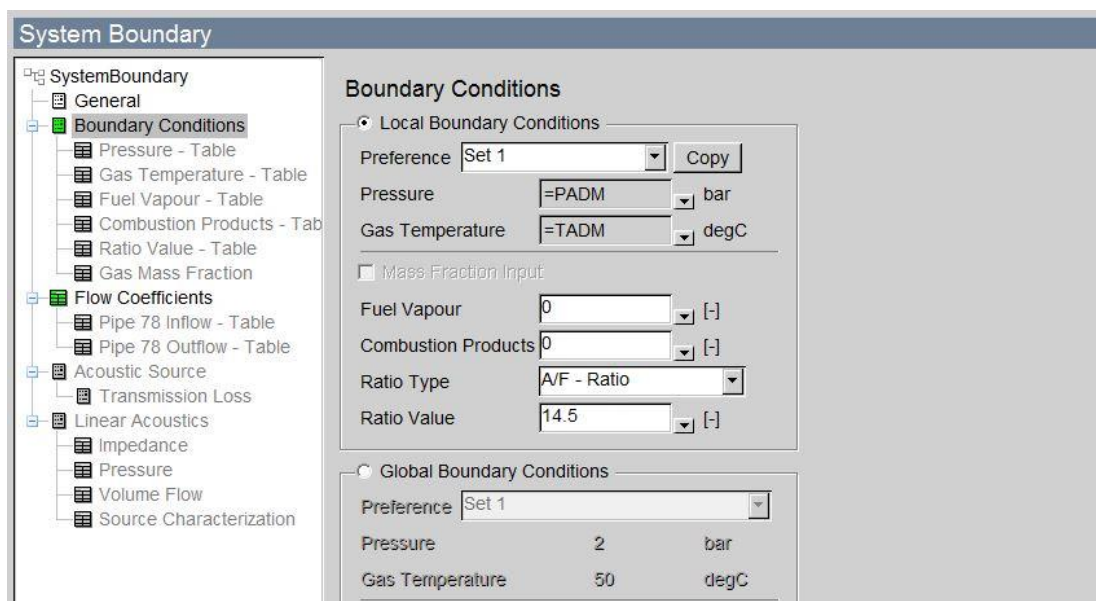


Figura 5.18. Introducción de condiciones de entrada y salida del sistema..

Remarcar que, para la introducción de los levantamientos de las válvulas (diagrama de distribución) hemos cambiado el diagrama que presentamos en el **Capítulo 2**, ya que la referencia del programa **AVL BOOST** no es la misma: el programa toma como origen de

referencia el punto muerto superior cuando comienza el ciclo cerrado. De esta manera, la distribución queda como en la *Figura 5.19*:

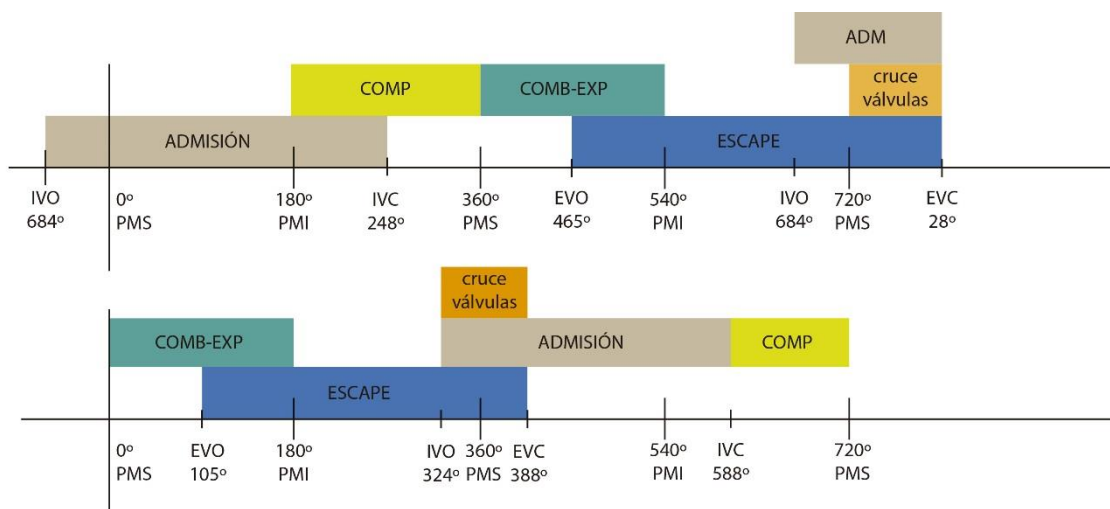


Figura 5.19. Diagrama indicador del libro de motor (superior) y diagrama introducido en AVL BOOST.

5.4. SIMULACIÓN Y RESULTADOS.

5.4.1. Simulación.

Antes de proceder a la simulación, seleccionaremos el combustible, tamaño de celda y la duración de la simulación (por velocidad de computación simularemos diez ciclos, 7200°).

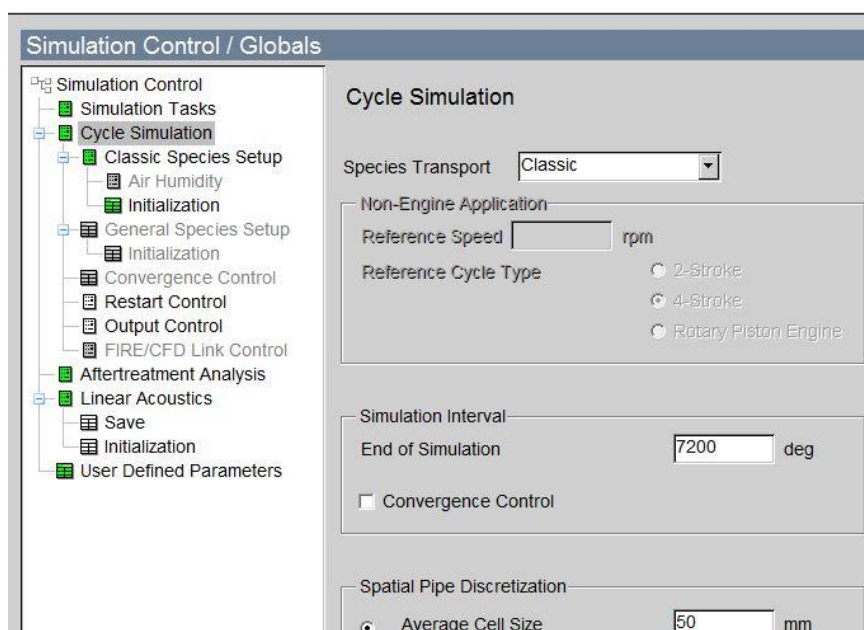


Figura 5.20. Selección de número de ciclos y tamaño de celda.

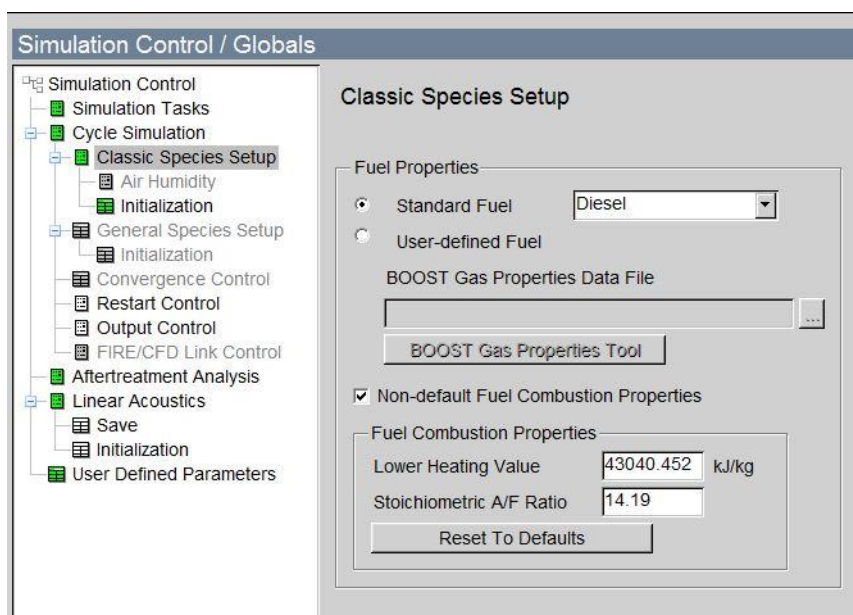


Figura 5.21. Selección del combustible.

Una vez introducidos todos los datos y parámetros necesarios en el modelo (llamado **adap_693.bwf**) procedemos a la simulación.

	Case set	Case	Run	Status
1	Case Set 1	100	modelo_5 2015-09-22 14:21:00	running
2	Case Set 1	75	modelo_5 2015-09-22 14:21:00	running
3	Case Set 1	50	modelo_5 2015-09-22 14:21:00	running
4	Case Set 1	25	modelo_5 2015-09-22 14:21:00	running
5	Case Set 1	10	modelo_5 2015-09-22 14:21:00	running

Figura 5.22. Estado de la simulación.

5.4.2. Resultados obtenidos de la simulación. Comparación con medidos obtenidas en los ensayos.

Una vez ejecutada la simulación procederemos al análisis de los resultados. El modelo ha de ser capaz de predecir y simular no sólo las prestaciones del motor, sino también los parámetros internos del mismo (presión instantánea en el cilindro, temperatura de los gases, etc). **AVL BOOST** proporciona representaciones gráficas de los resultados y la exportación de los mismos en formato .csv, legible con el programa Microsoft Excel. A continuación se muestran algunos resultados obtenidos desde el cuadro de diálogo del programa AVL BOOST; seguidamente se compararán resultados obtenidos de la simulación con parámetros medidos en banco de ensayos.

Remarcar que los resultados de prestaciones obtenidos con el programa se representan frente a la presión de admisión porque ha tomado ésta como un parámetro independiente. La variación con la carga tiene la misma forma, ya que al aumentar la carga también aumenta la presión de admisión. De esta forma, algunos resultados de prestaciones son:



Figura 5.23. Representación de potencia entregada por el motor frente a presión en la admisión.

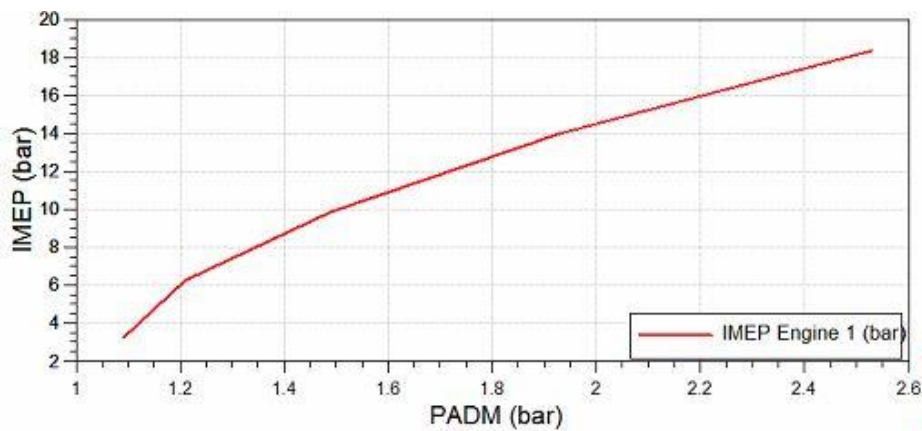


Figura 5.24. Representación de presión media indicada frente a presión en la admisión.

En el interior del cilindro también podemos obtener resultados de presión instantánea, temperatura y masa:

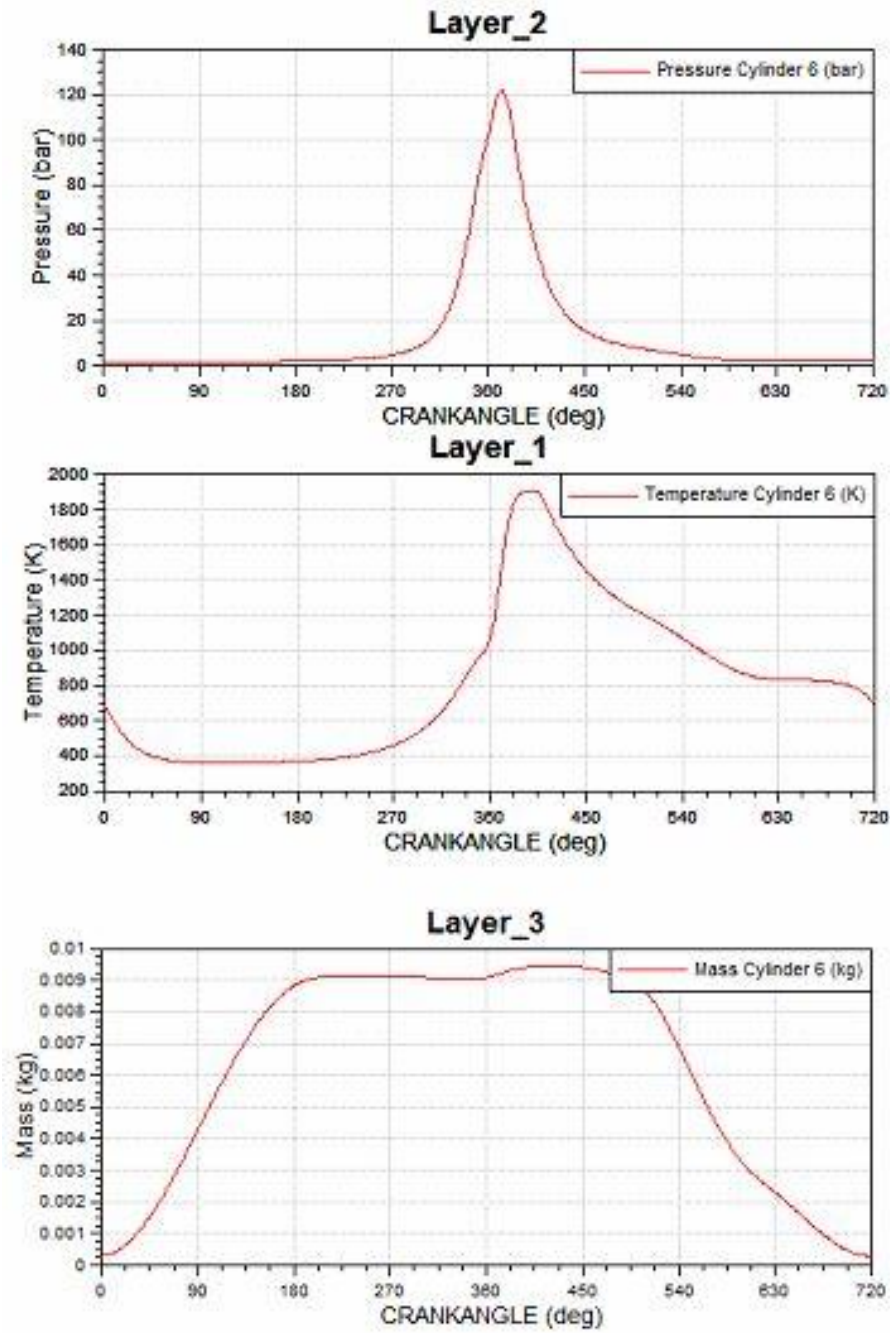


Figura 5.25. Presión, temperatura y masa en el cilindro.

A continuación compararemos los datos obtenidos de banco de ensayos con los obtenidos de la simulación:

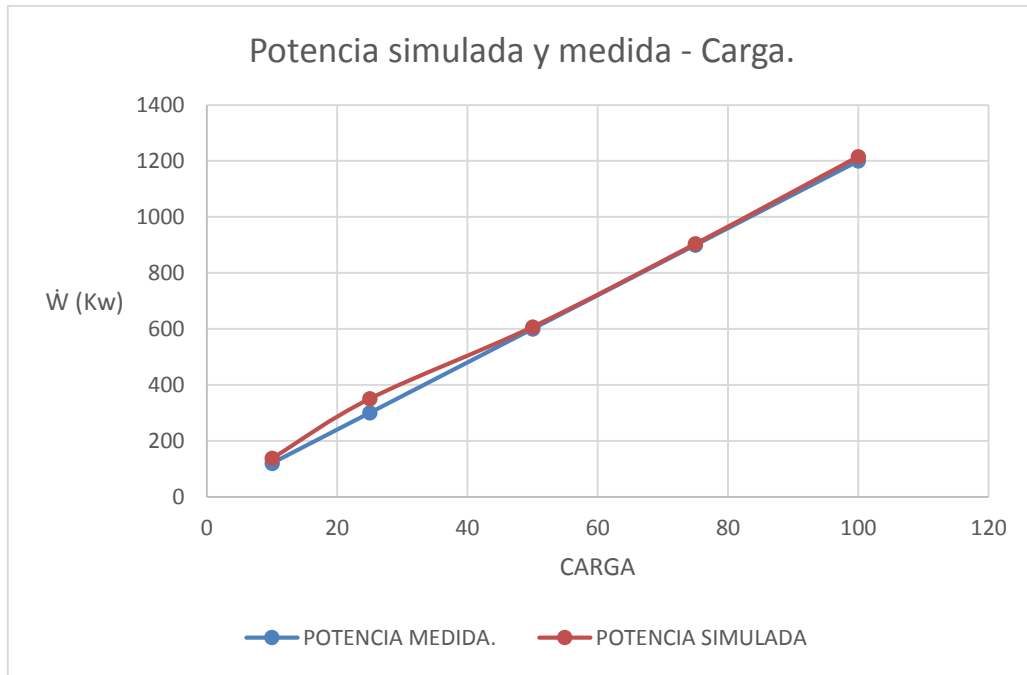


Figura 5.26. Comparación de potencia de la simulación y medida.

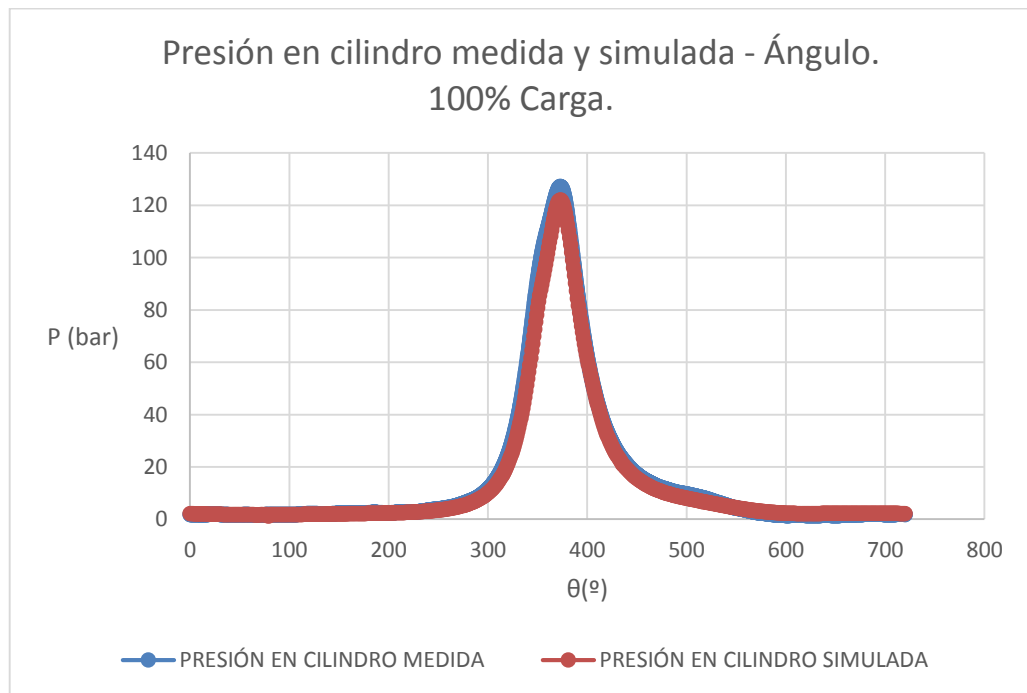


Figura 5.27. Comparación de presión en cilindro medida y simulada.

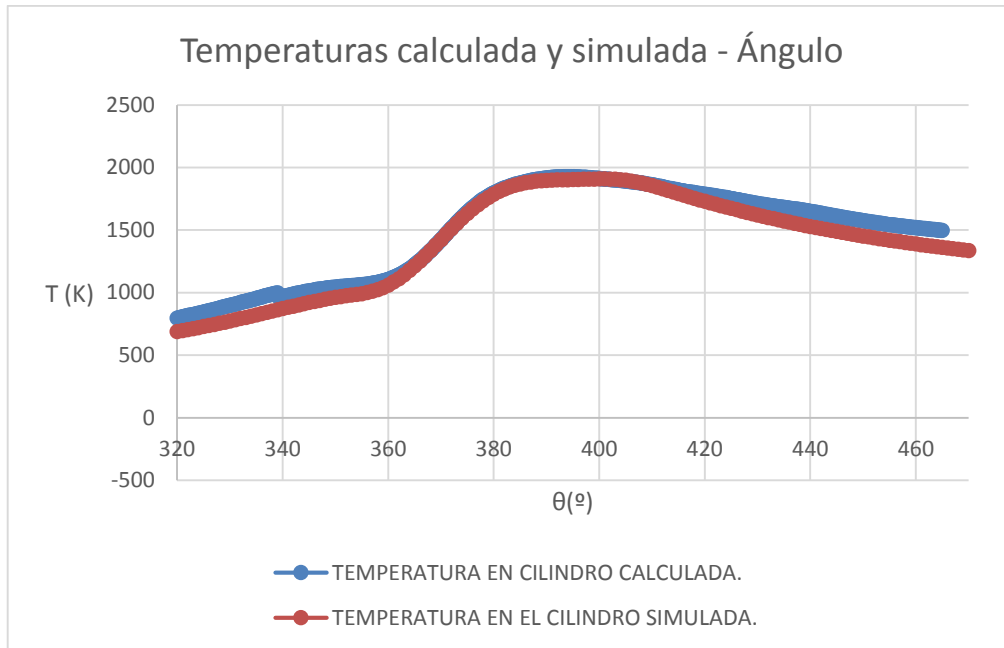


Figura 5.28. Comparación de temperatura en cilindro calculada y simulada.

5.5. CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO 5.

Con respecto a este capítulo, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- El cálculo de los coeficientes de flujo mediante la aproximación teórica no es adecuado para introducirlo en el modelo, ya que se produce un bloqueo sónico que hace que no entre aire al cilindro y no se produzca la combustión, dando la simulación resultados de potencias negativas. La medición de los coeficientes en banco de flujo es una mejora importante a tener en cuenta.
- Para los tubos se ha supuesto un coeficiente de fricción típico de 0.019. También sería interesante medirlos en bancos de flujo.
- Observando la simulación, se puede constatar que la presión en cilindro simulada es muy similar a la medida en banco de ensayos. Este hecho, unido a la semejanza de las potencias obtenidas por la simulación y medidas en banco valida este premodelo. La gráfica de la masa contenida en el cilindro ayuda a confirmar esta validez, ya que como se puede observar se mantiene constante mientras las válvulas están cerradas y aumenta y disminuye en los ángulos de distribución correspondientes al proceso de renovación de la carga.

**CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES Y OBJETIVOS CONSEGUIDOS.
FUTUROS DESARROLLOS.**

6.1. CONCLUSIONES Y OBJETIVOS CONSEGUIDOS.

De forma general se han cumplido los objetivos marcados en este proyecto, ya que se ha concluido con la elaboración de un modelo en **AVL BOOST** que, si bien cumple con las expectativas en cuanto a simulación de prestaciones y combustión del motor, es mejorable en aspectos (introducción de variables medibles en banco de flujo, introducción de elementos del motor). Lo que se ha modelado es la parte de motor que genera potencia, excluyendo el turbocompresor y el enfriador de aire.

Como objetivos conseguidos podríamos destacar:

- Selección de unos registros de datos medidos de presión en cilindro fiables para su posterior tratamiento. La selección de estos registros ha pasado por el cálculo de la frecuencia de resonancia del conducto y la justificación del uso de un filtrado que elimine el efecto perjudicial que esta frecuencia provoca en la onda de presión.
- Tratamiento de datos de presión en cilindro bastante acertada, sobre todo en los regímenes de carga donde el motor trabajará (plena carga y regímenes del 75% y 50%). En bajas cargas las medidas no son tan aceptables, pero también han admitido un tratamiento que ha permitido un modelado posterior de la combustión que, introducido en el modelo, ha dado buenos resultados. Con este tratamiento de datos tenemos un mapa bastante correcto sobre prestaciones de motor a una velocidad fija variando la carga, así como cálculos referidos a la combustión.
- Ajuste a un modelo de combustión como son las leyes de Wiebe de datos experimentales. En el **Capítulo 2** se realizó un análisis de las curvas de calor liberado y un ajuste al modelo teórico de combustión de Wiebe que, como se ve reflejado en las gráficas de dicho capítulo, modela de manera más que aceptable las dos fases principales de la combustión en motores diésel.
- Realización de una serie de simplificaciones geométricas que han proporcionado de manera sencilla diámetros equivalentes de conductos y volúmenes de colectores a partir de medidas en plano.
- Caracterización de las válvulas mediante el cálculo de los levantamientos de admisión y escape referidos al ángulo del cigüeñal y corroboración del diagrama de distribución proporcionado por el fabricante. También se han estimado los coeficientes de flujo asociados a cada levantamiento mediante un modelo teórico, aunque no han resultado efectivos a la hora de implementarlos en el modelo.
- Implementación de los datos obtenidos a través de los procesos de cálculo detallados en los capítulos del 1 al 4 en un programa de modelado unidimensional, **AVL BOOST**, consiguiendo una simulación acertada del comportamiento del motor.

Y como conclusiones generales podemos extraer:

- El uso de un software que permita el filtrado de la señal de presión es necesario para evitar fenómenos de resonancia y distorsiones en las medidas.
- El motor ofrece mejores prestaciones y proporciona medidas que se ajustan muy bien a los modelos teóricos de combustión a altas cargas (100% y 75%). Esto se puede justificar debido a su aplicación para generación eléctrica, que requiere un carácter del motor estacionario (suministra una potencia fija a una velocidad determinada). Para bajas cargas se producen oscilaciones de la onda de presión que se traducen en oscilaciones de la curva de calor liberado, dificultando el ajuste de un modelo de combustión y distorsionando la duración del proceso de combustión.
- El modelo de combustión de dos funciones de Wiebe aplicado a las dos fases del proceso de combustión (premezcla y difusión) produce unos resultados que se ajustan bastante bien a los puntos experimentales y es clave para el modelado del proceso de combustión en motores diésel.
- La caracterización de las válvulas por sus coeficientes de flujo calculados con el modelo teórico no es utilizable para su implantación en el modelo unidimensional. Se sospecha que la implantación de estos en el modelo han provocado que no entre aire al cilindro, de forma que la simulación arroja valores negativos de potencia.
- El programa de modelado **AVL BOOST** es una herramienta muy potente que permite simular de manera muy ajustada las prestaciones y procesos termodinámicos del motor. Esto queda demostrado en el **Capítulo 5**, observándose que en las gráficas las variables medidas o calculadas y las modeladas siguen la misma tendencia e incluso poseen valores muy cercanos.
- El modelo implementado en **AVL BOOST** es resultado de un proceso en el que se han generado trece modelos distintos del motor, adaptando un ejemplo presente en el programa. Aún así, no deja de ser un premodelado del motor completo. Es una primera estimación y acercamiento al modelado completo del motor, que posee muchos más componentes de los indicados en el modelo. Sin embargo, este premodelo realiza unas simulaciones muy acertadas del comportamiento del motor, siendo necesarias pocas modificaciones de la estructura interna del mismo.
- A título personal, se me ha dado la oportunidad de conocer un software avanzado de estadística como es **OriginPro 8** y el software de simulación **AVL BOOST**, realizando un ajuste estadístico de los modelos de combustión y un modelado del motor satisfactorio.

6.2. FUTUROS DESARROLLOS.

A continuación se describen los procesos a seguir para completar el tratamiento de datos y el modelado completo del motor:

- Corrección del modelo de transmisión de calor de Woschni. Los ensayos con el motor arrastrado proporcionan un calor liberado calculado con la presión en el cilindro que debería coincidir con el transmitido por las paredes calculado con el modelo de Woschni al no haber combustión. Sin embargo, estos calores no coinciden, aunque sí poseen una representación gráfica de tendencia similar. Se propone para un futuro corregir los coeficientes C_1 y C_2 del modelo de Woschni con el procedimiento siguiente:

- Obtener el calor liberado según la presión en el cilindro con el ensayo del motor arrastrado.

$$Q(\theta) = \left[\frac{1}{\gamma - 1} V(\theta) \left(\frac{P(\theta + \Delta\theta)}{\Delta\theta} \right) + \frac{\gamma}{\gamma - 1} P(\theta) \left(\frac{V(\theta + \Delta\theta)}{\Delta\theta} \right) \right] \Delta\theta$$

Ec. 6.1. Cálculo del calor con presión y volumen.

- Equiparar ese calor a la potencia calorífica de transmisión de calor estimada mediante Woschni.

$$Q(\theta) = \frac{60}{n(rpm)} \frac{1}{360} \dot{Q}_{ht}(\theta)$$

Ec. 6.2. Cálculo del calor transmitido en el ensayo de motor arrastrado.

- Calcular, con el calor transmitido, la presión instantánea, el volumen y la temperatura la velocidad $v(\theta)$ experimental, que contiene los coeficientes C_1 y C_2 .

$$\dot{Q}_{ht}(\theta) = h_c(\theta) A_{w,i}(T(\theta) - T_w)$$

$$h_c(\theta) = 130 B^{-0,2} v^{0,8}(\theta) P^{0,8}(\theta) T^{-0,53}(\theta)$$

$$v_{exp}(\theta) = \left(\frac{\dot{Q}_{ht}(\theta)}{130 \cdot B^{-0,2} \cdot P^{0,8}(\theta) \cdot T^{-0,53}(\theta) \cdot A_w(\theta) \cdot (T(\theta) - T_w)} \right)^{1/0,8}$$

Ec. 6.3. Cálculo de la velocidad característica del modelo Woschni.

- Realizar una regresión estadística que ajuste los coeficientes del modelo tomando $v_{exp}(\theta)$ como variable independiente, C_1 y C_2 como parámetros y la presión como independiente.

$$v(\theta) = C_1 \cdot C_m + C_2 \frac{V_d \cdot T_{IVC}}{P_{IVC} \cdot V_{IVC}} \cdot (P(\theta) - P_m)$$

Ec. 6.4. Ecuación para realizar el ajuste estadístico.

- Cálculo experimental de los coeficientes de fricción de los conductos. Para completar el modelo, sería conveniente ensayar en banco de flujo los conductos para el cálculo del coeficiente de fricción.
- Cálculo de los coeficientes de flujo reales de las válvulas. Visto que el modelo teórico no se puede implementar en **AVL BOOST**, se debería ensayar en banco de flujo el motor para determinar estos coeficientes y obtener la curva real de levantamiento – coeficiente de flujo.
- Inclusión del turbocompresor y el enfriador en el modelo. Por falta de tiempo e información (el fabricante no cede completo los mapas de turbocompresor ni enfriador y no se tienen curvas características de los mismos) no se han incluido estos elementos en el modelo. Sería conveniente implementarlos para obtener un modelo completo del motor.
- Paso del modelo completo a un modelo cero-dimensional (programación) para diagnóstico y predicción del comportamiento del motor.

BIBLIOGRAFÍA.

- Motores de Combustion Interna Alternativos. (Dr. M. Munoz, Dr. F. Payri).
- AVL Boost User's Guide.
- AVL Boost Examples.
- Apuntes de clase de Tecnología de motores térmicos (José Hernández Grau).
- Apuntes de clase de Ingeniería Térmica (José Hernández Grau).
- Motores - Editex (S. Sanz).
- Sistemas auxiliares del motor - Editex (J. Pardinás).
- Modelado mediante el programa AVL Boost de un motor de combustión interna alternativo de pequeña cilindrada y dos tiempos destinado a propulsar un prototipo de motocicleta de competición - (PFC. Jose Ortega Valera).
- Modelado y análisis de un motor de 600 cc con AVL Boost para la adaptación de un sistema de admisión de un monoplaza para la competición Formula Student. - (PFC. José Luis Aguayo Zamora).
- Modelado y análisis de un motor de 600 cc con AVL Boost y OpenWAM para la adaptación del sistema de escape en un monoplaza para la competición Formula Student. - (PFC. Francisco Javier Saura Esteban).
- Modelado, análisis y optimización del motor Yamaha WR250F'08 con AVL Boost para la competición MotoStudent. Determinación experimental de los coeficientes de descarga de las válvulas de admisión y escape. – (PFC. Daniel Albaladejo Hernández).
- Manual de usuario del programa OriginPro 8.

**ANEXO I. RESULTADOS DEL TRATAMIENTO DE DATOS PARA
TODAS LAS CARGAS.**

A1.1. RESULTADOS Y GRÁFICOS OBTENIDOS PARA EL 100% DE CARGA.

RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS	
REFERENTES AL DIAGRAMA INDICADOR	
$p_{mi\ bruta}$ (bar)	18.82
$p_{mi\ bombeo}$ (bar)	0.12
$p_{mi\ neta}$ (bar)	18.93
Rendimiento mecánico (%)	89
Exponente politrópico compresión	1.36
Exponente politrópico expansión	1.21
Presión máxima (bar)	127.14
Posición de pico presión maxima (° dPMS reno)	372.75
Presión de ignición (bar)	113.18
Relación $p_{ignición}/p_{boost}$	42.96
Máxima tasa incremento presión (bar/°)	3.09
Posición máxima tasa incr. presión (° dPMS reno)	346.25
REFERENTES AL PROCESO DE COMBUSTIÓN	
	1° PPO. TERMODIN.
Máxima temperatura media del gas (K)	1928
Posición de la temperatura pico (° dPMS reno)	393.75
Calor liberado combustible según consumo (kJ/ciclo-cl)	16.87
Calor liberado bruto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cl)	15.01
Calor liberado neto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cl)	13.53
Calor transmitido paredes durante combustión (kJ/ciclo-cl)	1.49
Ángulo inicio combustión (° dPMS reno)	361.25
Ángulo para un 5 % de calor liberado (° dPMS reno)	364.5
Ángulo para un 10 % de calor liberado (° dPMS reno)	366.75
Ángulo para un 50 % de calor liberado (° dPMS reno)	378.75
Ángulo para un 90 % de calor liberado (° dPMS reno)	405.25
Ángulo para un 95 % de calor liberado (° dPMS reno)	416.25
Ángulo final combustión (° dPMS reno)	433
Duración de la combustión (°)	71.75

° dPMS reno: grados de ángulo de cigüeñal después del PMS situado entre las carreras de escape y admisión

Figura A1.1. Resumen de resultados para el 100% de carga.

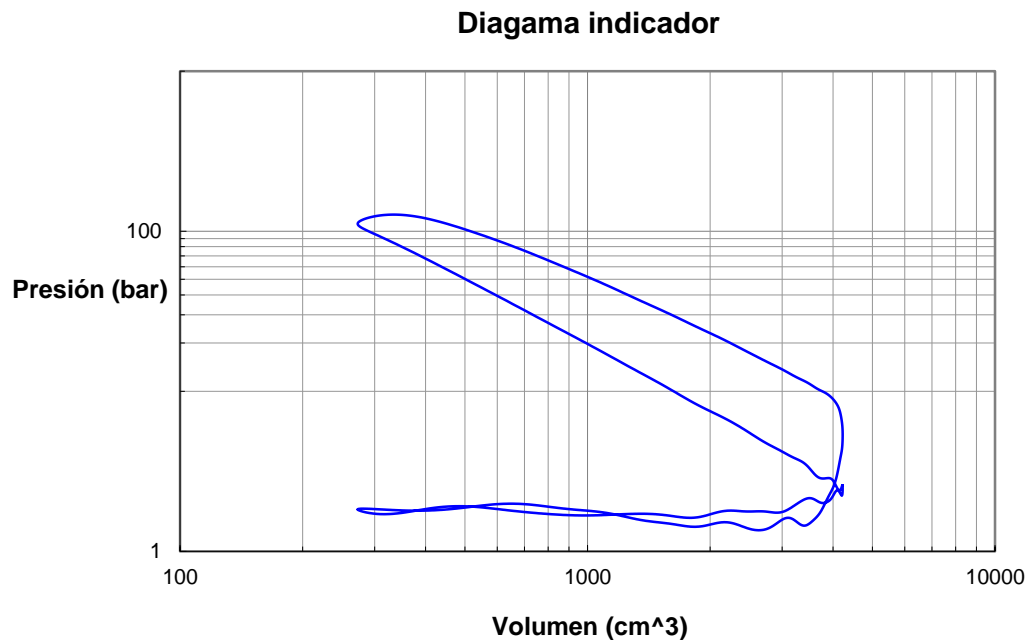


Figura A1.2. Diagrama indicador para el 100% de carga.

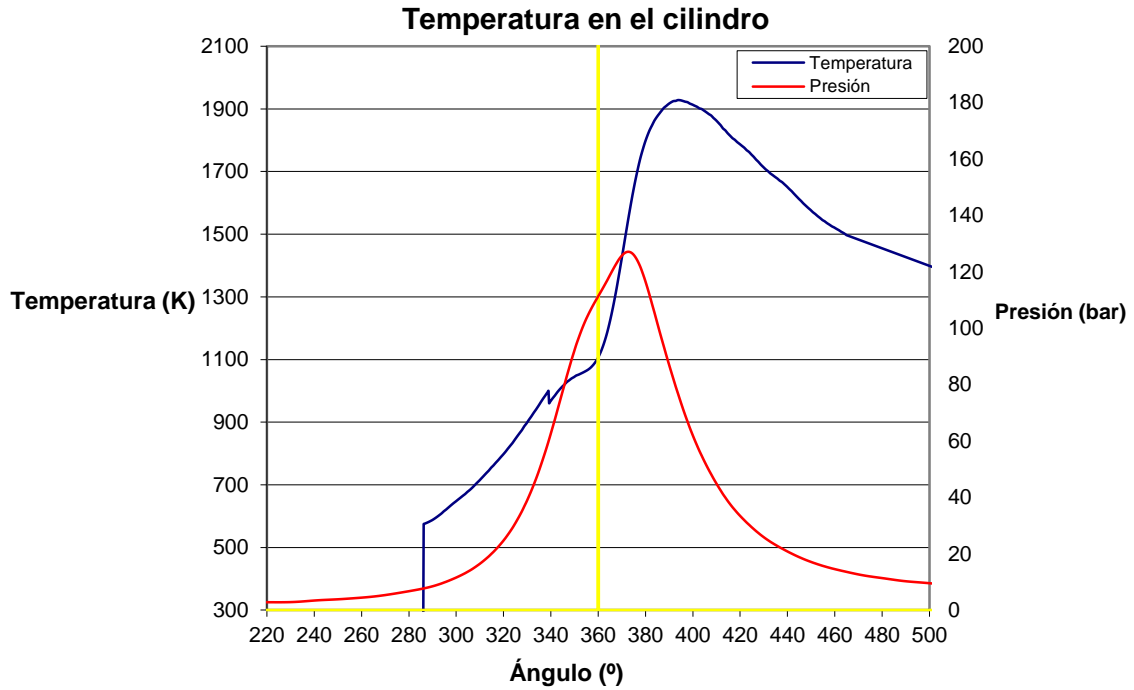


Figura A1.3. Temperatura en el cilindro para el 100% de carga.

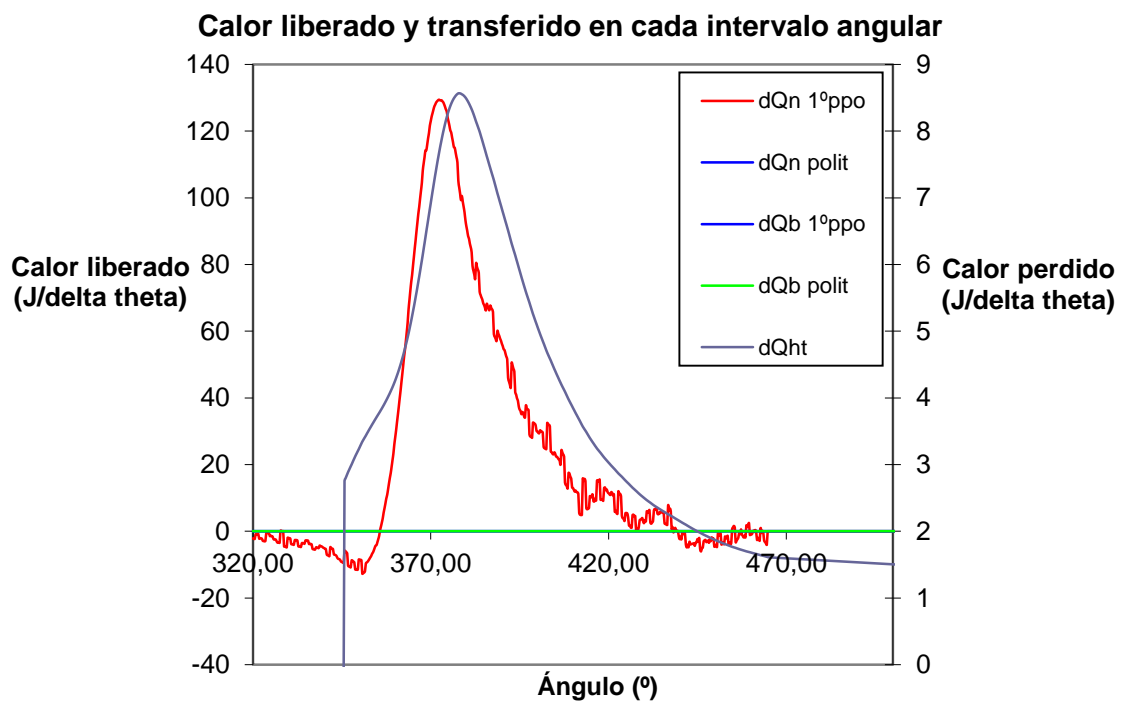


Figura A1.4. Calor liberado para el 100% de carga.

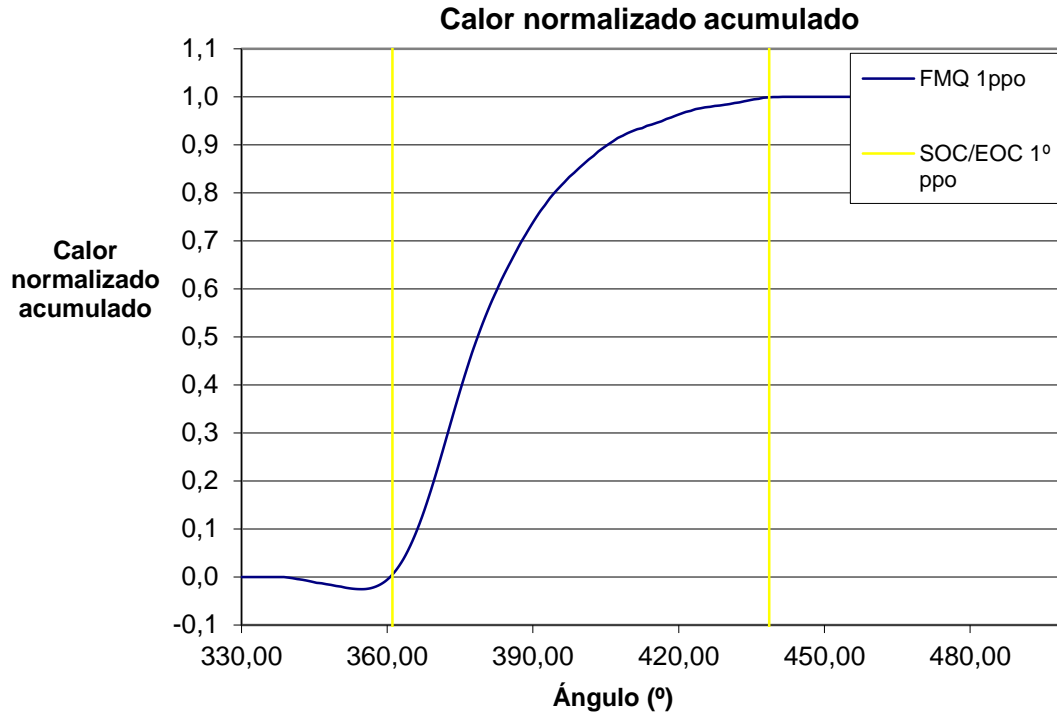


Figura A1.5. Calor normalizado acumulado para el 100% de carga.

A1.2. RESULTADOS Y GRÁFICOS OBTENIDOS PARA EL 75% DE CARGA.

RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS			
REFERENTES AL DIAGRAMA INDICADOR		REFERENTES AL PROCESO DE COMBUSTIÓN	
$p_{mi\ bruta}$ (bar)	14.30		1° PPO. TERMODIN.
$p_{mi\ bombeo}$ (bar)	1.26	Máxima temperatura media del gas (K)	1922
$p_{mi\ neta}$ (bar)	15.56	Posición de la temperatura pico (° dPMS reno)	389.75
Rendimiento mecánico (%)	81	Calor liberado combustible según consumo (kJ/ciclo-cil)	13.03
Exponente politrópico compresión	1.36	Calor liberado bruto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cil)	10.96
Exponente politrópico expansión	1.23	Calor liberado neto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cil)	9.82
Presión máxima (bar)	103.42	Calor transmitido paredes durante combustión (kJ/ciclo-cil)	1.14
Posición de pico presión maxima (° dPMS reno)	372.25	Ángulo inicio combustión (° dPMS reno)	361
Presión de ignición (bar)	88.70	Ángulo para un 5 % de calor liberado (° dPMS reno)	363.75
Relación $p_{ignición}/p_{boost}$	43.60	Ángulo para un 10 % de calor liberado (° dPMS reno)	365.5
Máxima tasa incremento presión (bar/°)	2.53	Ángulo para un 50 % de calor liberado (° dPMS reno)	376.5
Posición máxima tasa incr. presión (° dPMS reno)	345.25	Ángulo para un 90 % de calor liberado (° dPMS reno)	399
		Ángulo para un 95 % de calor liberado (° dPMS reno)	407.25
		Ángulo final combustión (° dPMS reno)	426.75
		Duración de la combustión (°)	65.75

° dPMS reno: grados de ángulo de cigüeñal después del PMS situado entre las carreras de escape y admisión

Figura A1.6. Resumen de resultados para el 75% de carga.

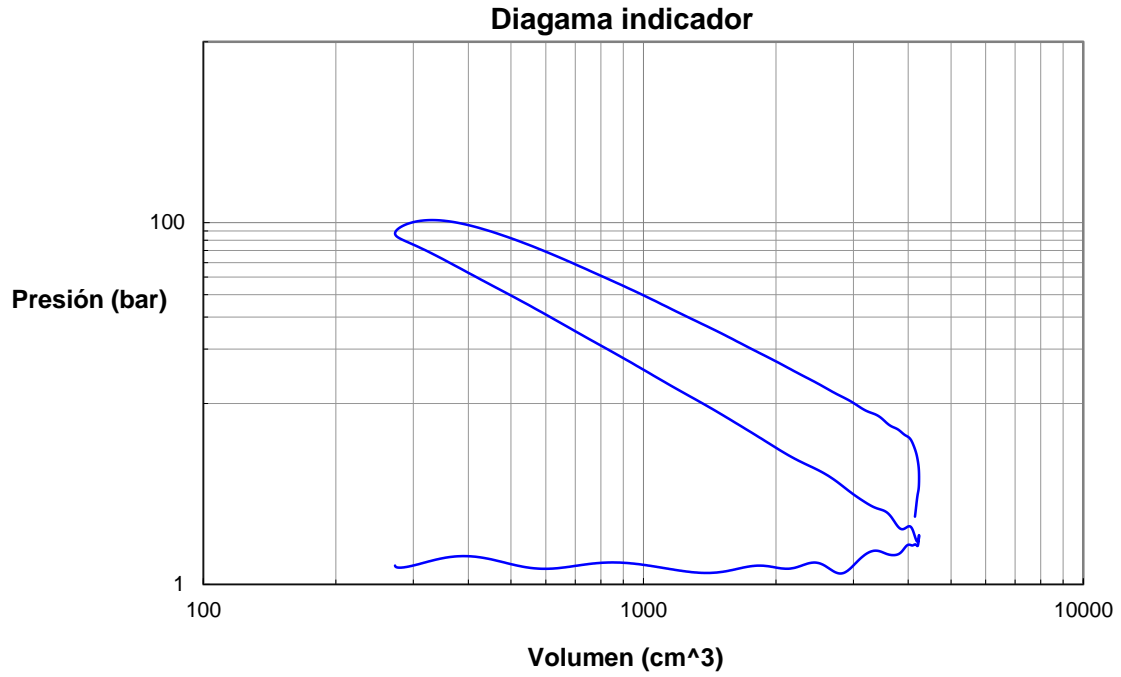


Figura A1.7. Diagrama indicador para el 75% de carga.

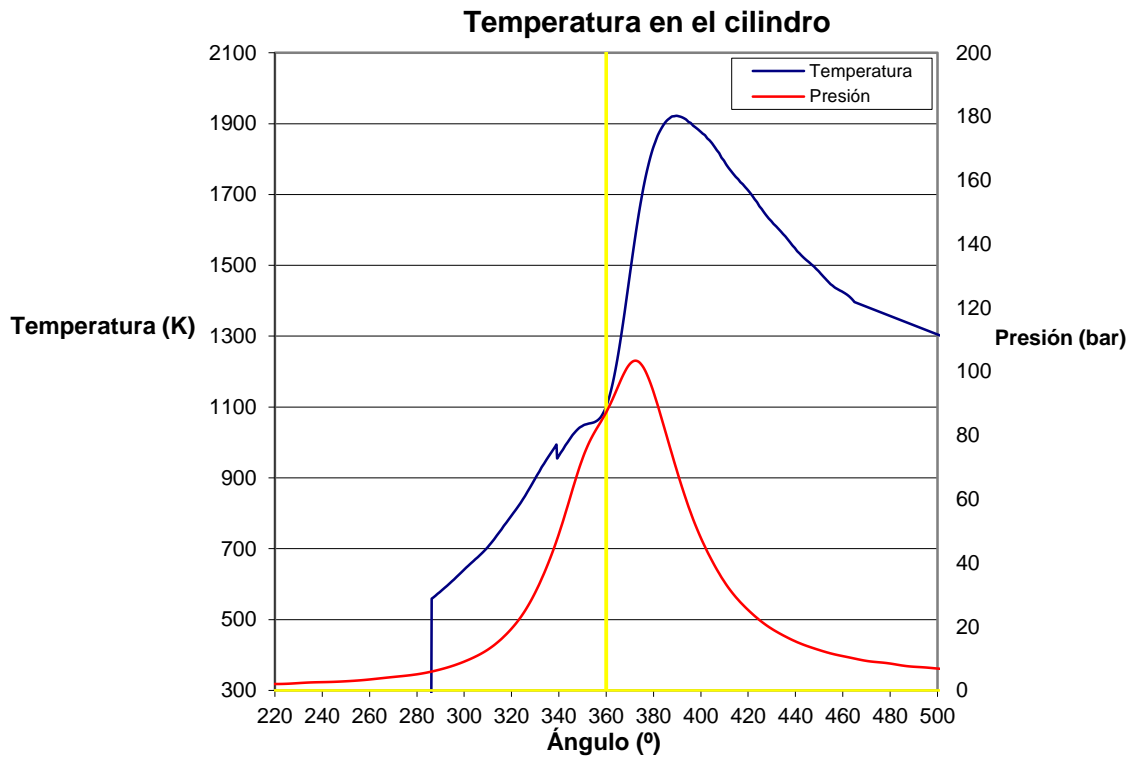


Figura A1.8. Temperatura en el cilindro para el 75% de carga.

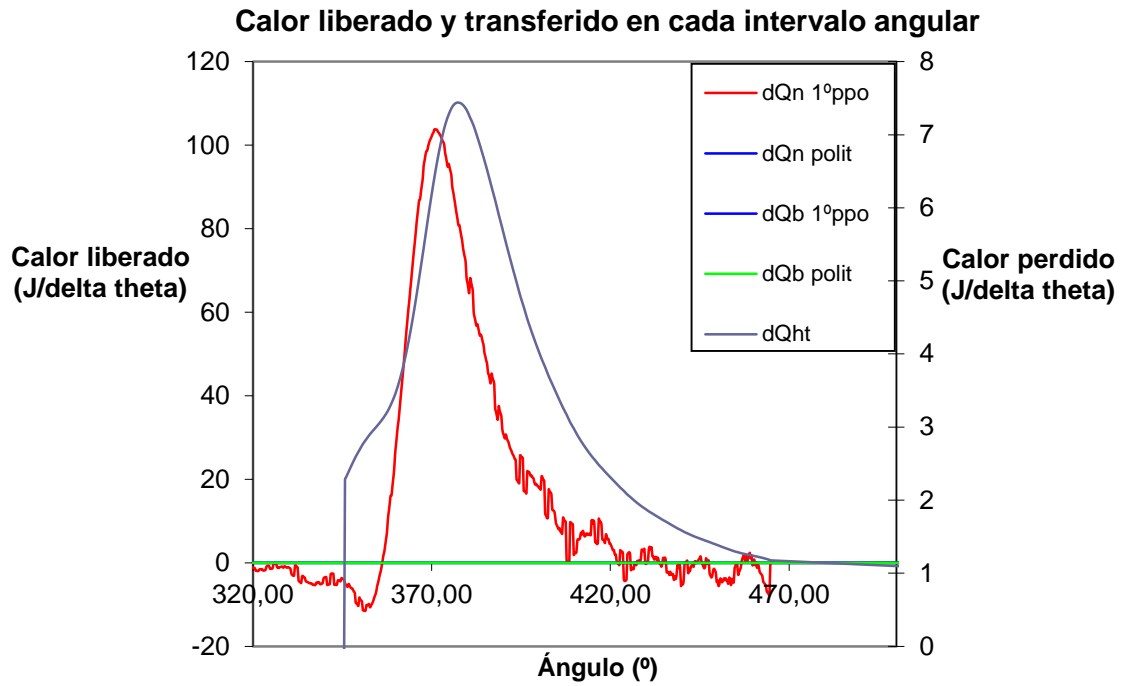


Figura A1.9. Calor liberado para el 75% de carga.

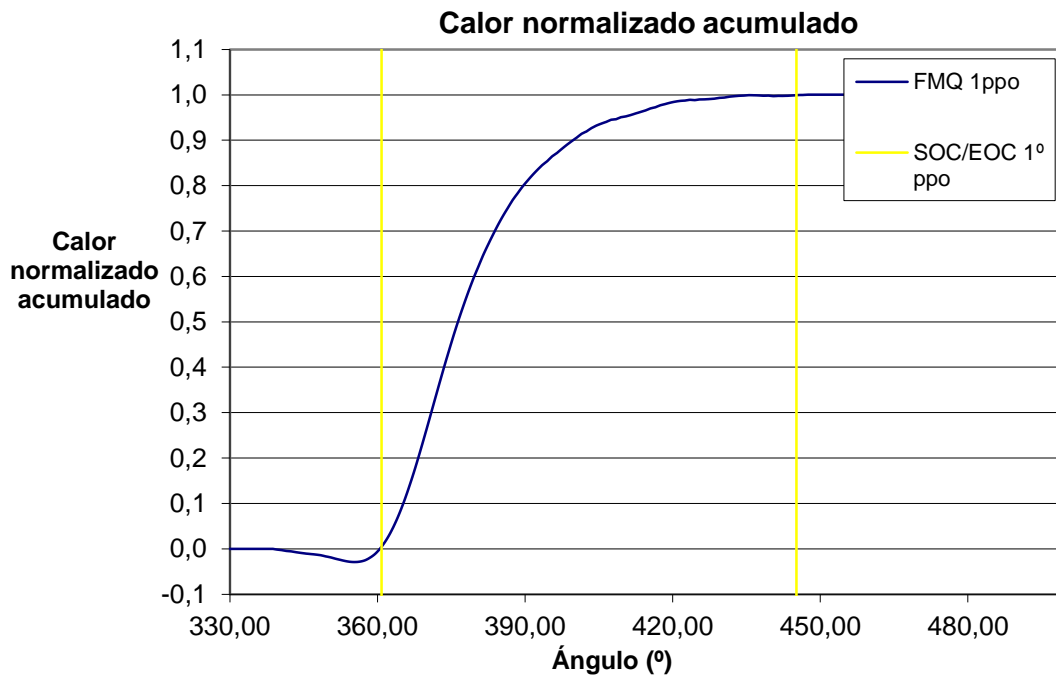


Figura A1.10. Calor normalizado acumulado para el 75% de carga.

A1.3. RESULTADOS Y GRÁFICOS OBTENIDOS PARA EL 50% DE CARGA.

RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS	
REFERENTES AL DIAGRAMA INDICADOR	
$p_{mi\ bruta}$ (bar)	9.86
$p_{mi\ bombeo}$ (bar)	-0.02
$p_{mi\ neta}$ (bar)	9.84
Rendimiento mecánico (%)	86
Exponente politrópico compresión	1.36
Exponente politrópico expansión	1.25
Presión máxima (bar)	82.41
Posición de pico presión maxima (° dPMS reno)	370.75
Presión de ignición (bar)	68.05
Relación $p_{ignición}/p_{boost}$	42.69
Máxima tasa incremento presión (bar°)	2.12
Posición máxima tasa incr. presión (° dPMS reno)	346.25
REFERENTES AL PROCESO DE COMBUSTIÓN	
	1° PPO. TERMODIN.
Máxima temperatura media del gas (K)	1830
Posición de la temperatura pico (° dPMS reno)	385.75
Calor liberado combustible según consumo (kJ/ciclo-cil)	8.74
Calor liberado bruto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cil)	7.19
Calor liberado neto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cil)	6.40
Calor transmitido paredes durante combustión (kJ/ciclo-cil)	0.79
Ángulo inicio combustión (° dPMS reno)	360.75
Ángulo para un 5 % de calor liberado (° dPMS reno)	363
Ángulo para un 10 % de calor liberado (° dPMS reno)	364.25
Ángulo para un 50 % de calor liberado (° dPMS reno)	373.75
Ángulo para un 90 % de calor liberado (° dPMS reno)	393
Ángulo para un 95 % de calor liberado (° dPMS reno)	397.5
Ángulo final combustión (° dPMS reno)	425
Duración de la combustión (°)	64.25

° dPMS reno: grados de ángulo de cigüeñal después del PMS situado entre las carreras de escape y admisión

Figura A1.11. Resumen de resultados para el 50% de carga.

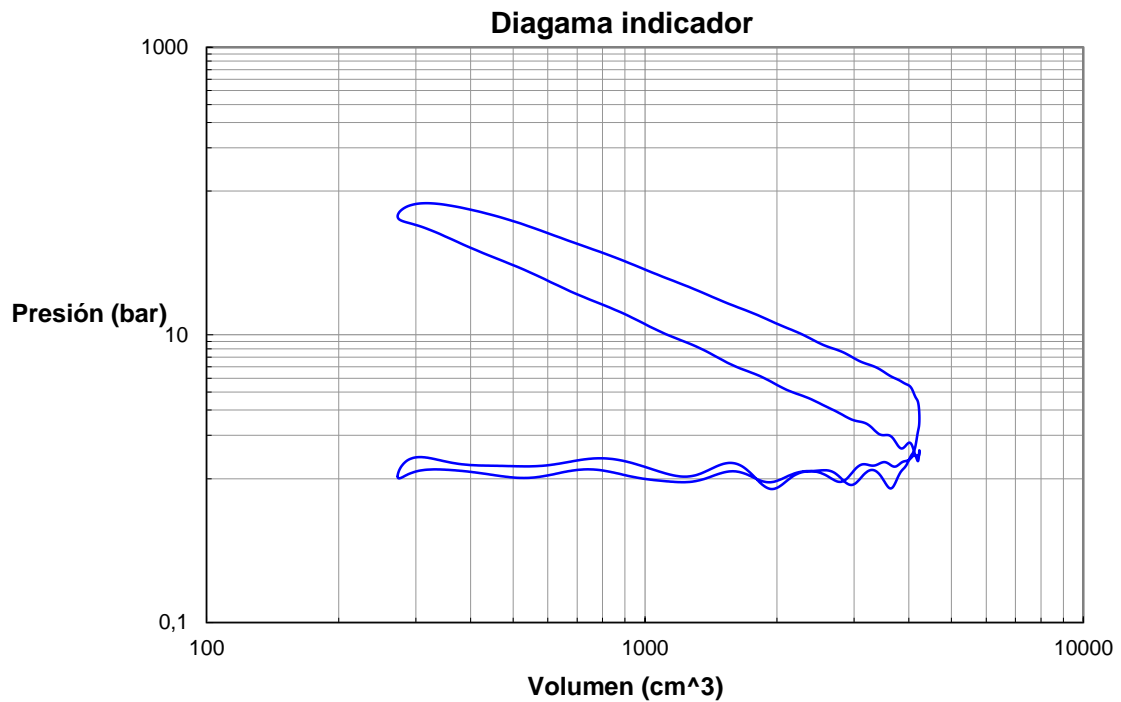


Figura A1.12. Diagrama indicador para el 50% de carga.

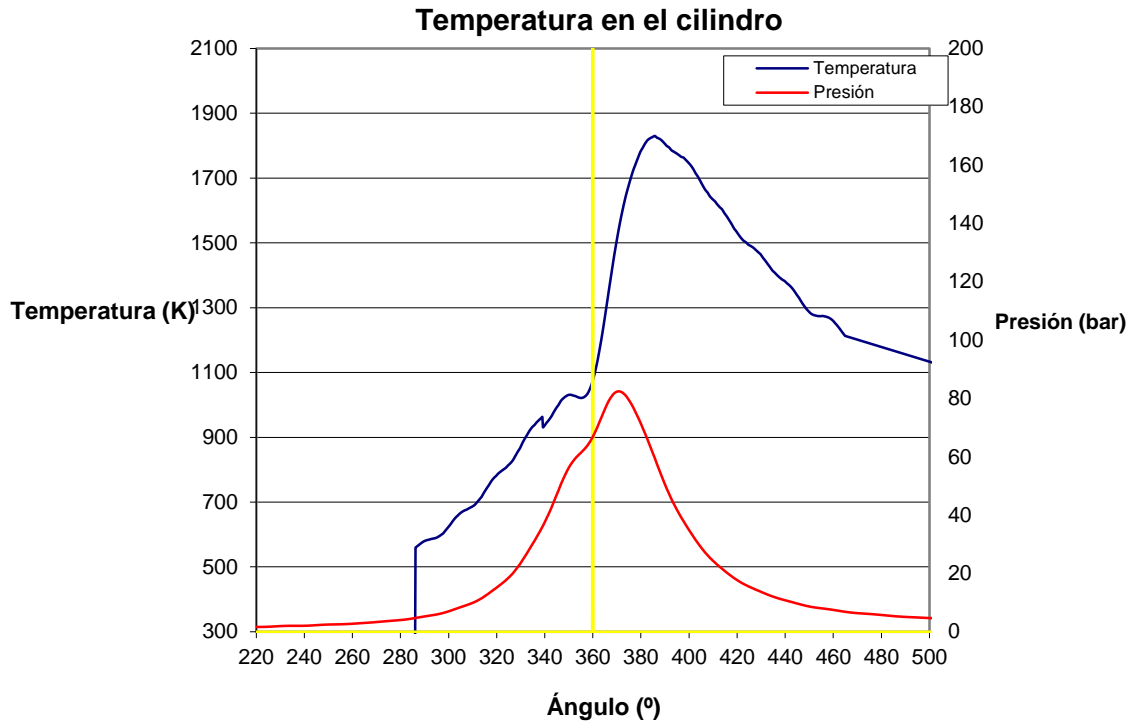


Figura A1.13. Temperatura en el cilindro para el 50% de carga.

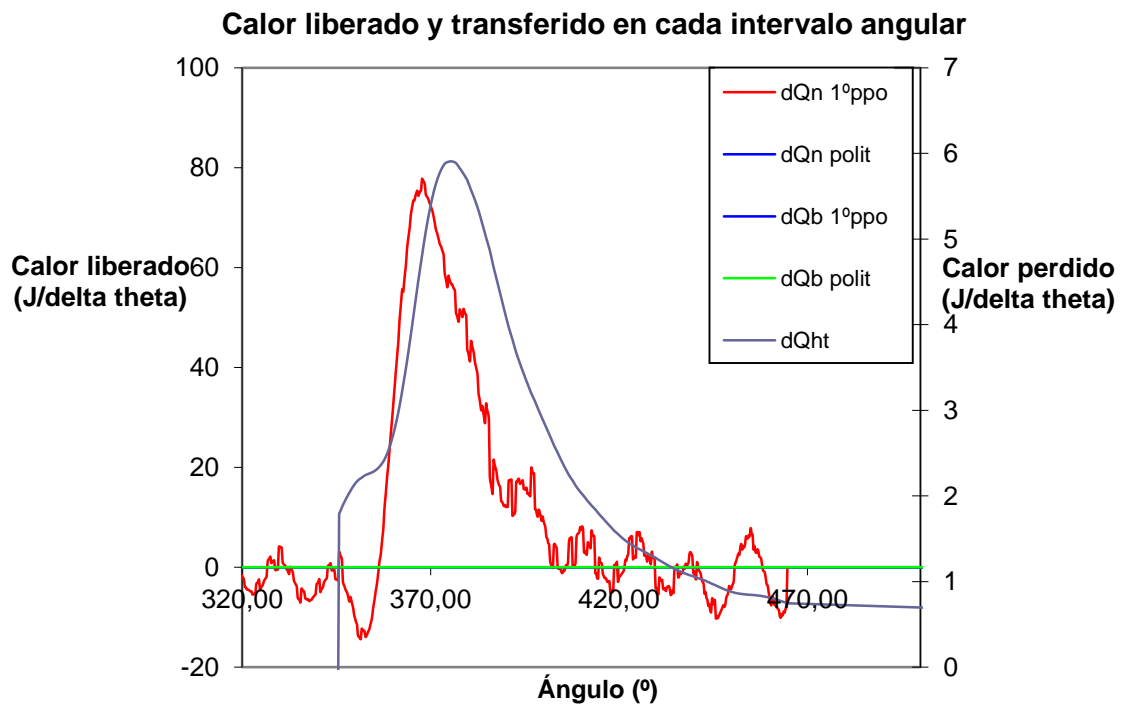


Figura A1.14. Calor liberado para el 50% de carga.

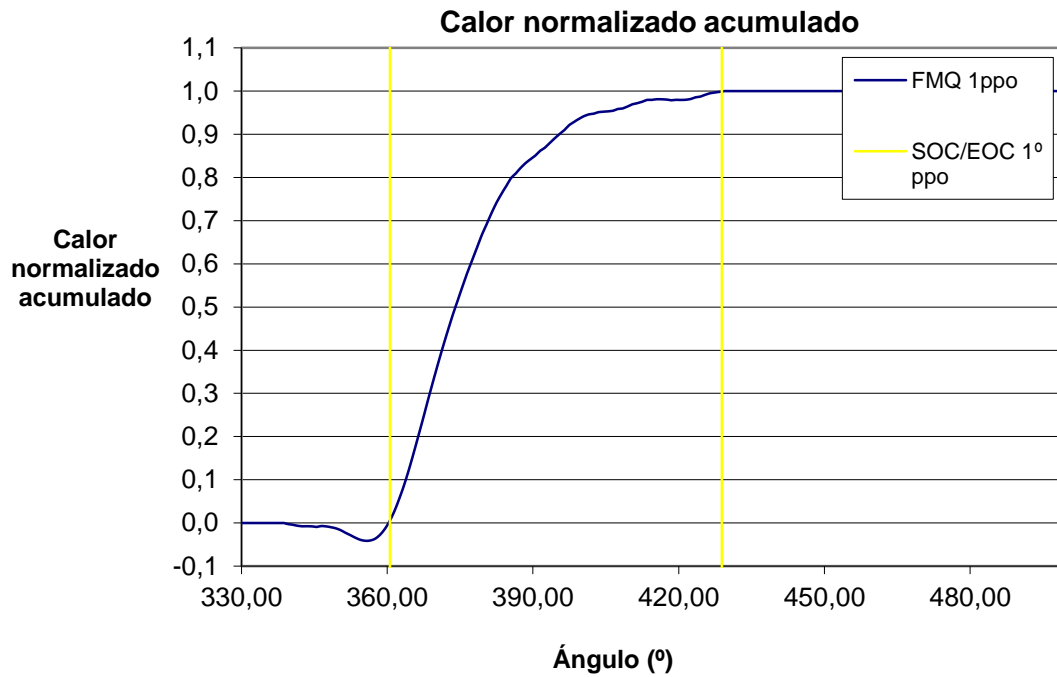


Figura A1.15. Calor normalizado acumulado para el 50% de carga.

A1.4. RESULTADOS Y GRÁFICOS OBTENIDOS PARA EL 25% DE CARGA.

RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS			
REFERENTES AL DIAGRAMA INDICADOR		REFERENTES AL PROCESO DE COMBUSTIÓN	
$p_{mi\ bruta}$ (bar)	5.33		1° PPO. TERMODIN.
$p_{mi\ bombeo}$ (bar)	-0.16	Máxima temperatura media del gas (K)	1646
$p_{mi\ neta}$ (bar)	5.18	Posición de la temperatura pico (° dPMS reno)	385.5
Rendimiento mecánico (%)	81	Calor liberado combustible según consumo (kJ/ciclo-cil)	5.51
Exponente politrópico compresión	1.39	Calor liberado bruto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cil)	3.40
Exponente politrópico expansión	1.34	Calor liberado neto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-cil)	3.07
Presión máxima (bar)	64.42	Calor transmitido paredes durante combustión (kJ/ciclo-cil)	0.33
Posición de pico presión maxima (° dPMS reno)	369.5	Ángulo inicio combustión (° dPMS reno)	361.25
Presión de ignición (bar)	52.46	Ángulo para un 5 % de calor liberado (° dPMS reno)	362.5
Relación $p_{ignición}/p_{boost}$	39.83	Ángulo para un 10 % de calor liberado (° dPMS reno)	363.25
Máxima tasa incremento presión (bar/°)	2.05	Ángulo para un 50 % de calor liberado (° dPMS reno)	368.5
Posición máxima tasa incr. presión (° dPMS reno)	364.25	Ángulo para un 90 % de calor liberado (° dPMS reno)	380.75
		Ángulo para un 95 % de calor liberado (° dPMS reno)	382
		Ángulo final combustión (° dPMS reno)	399.25
		Duración de la combustión (°)	38

° dPMS reno: grados de ángulo de cigüeñal después del PMS situado entre las carreras de escape y admisión

Figura A1.16. Resumen de resultados para el 25% de carga.

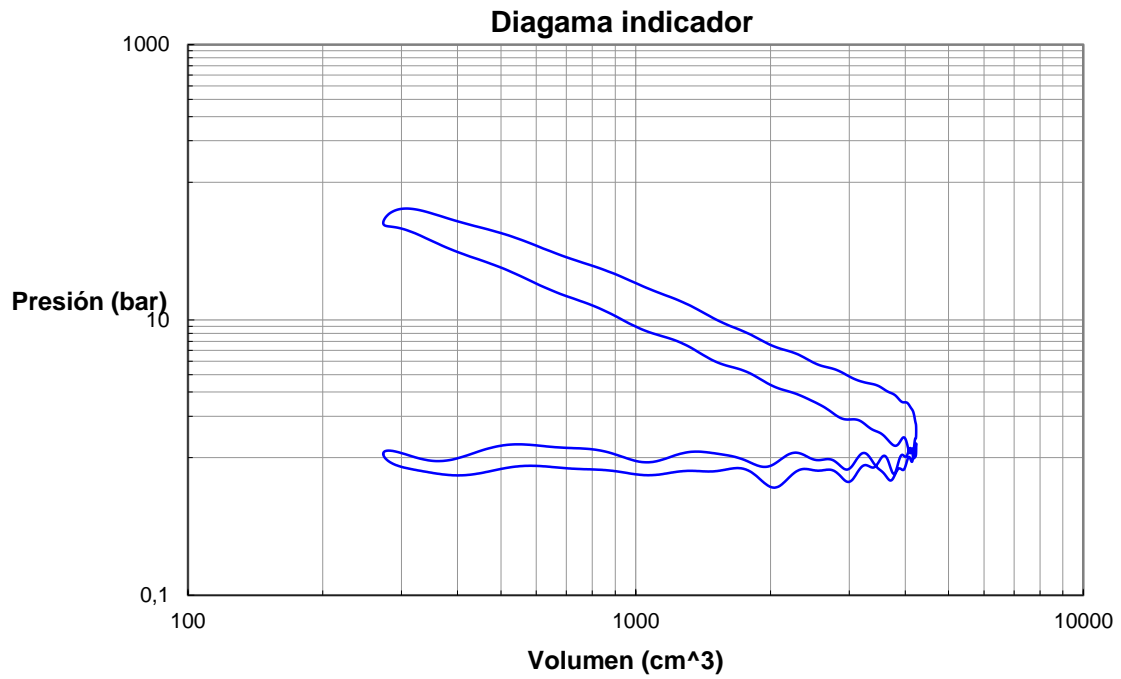


Figura A1.17. Diagrama indicador para el 25% de carga.

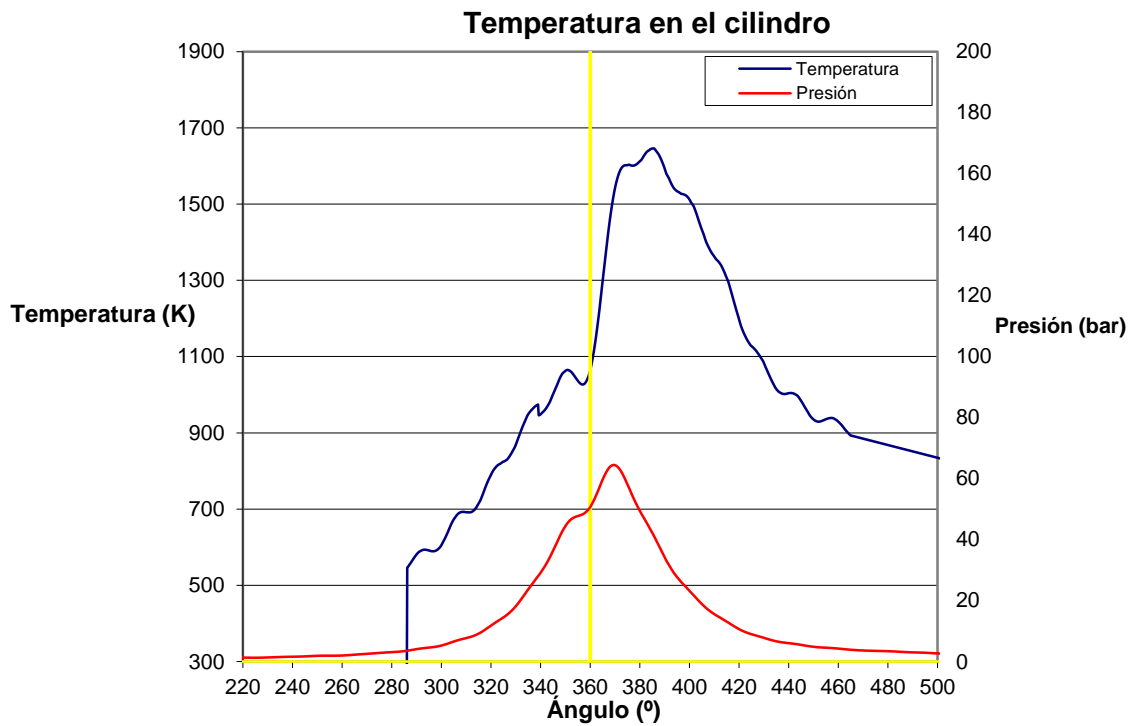


Figura A1.18. Temperatura en el cilindro para el 25% de carga.

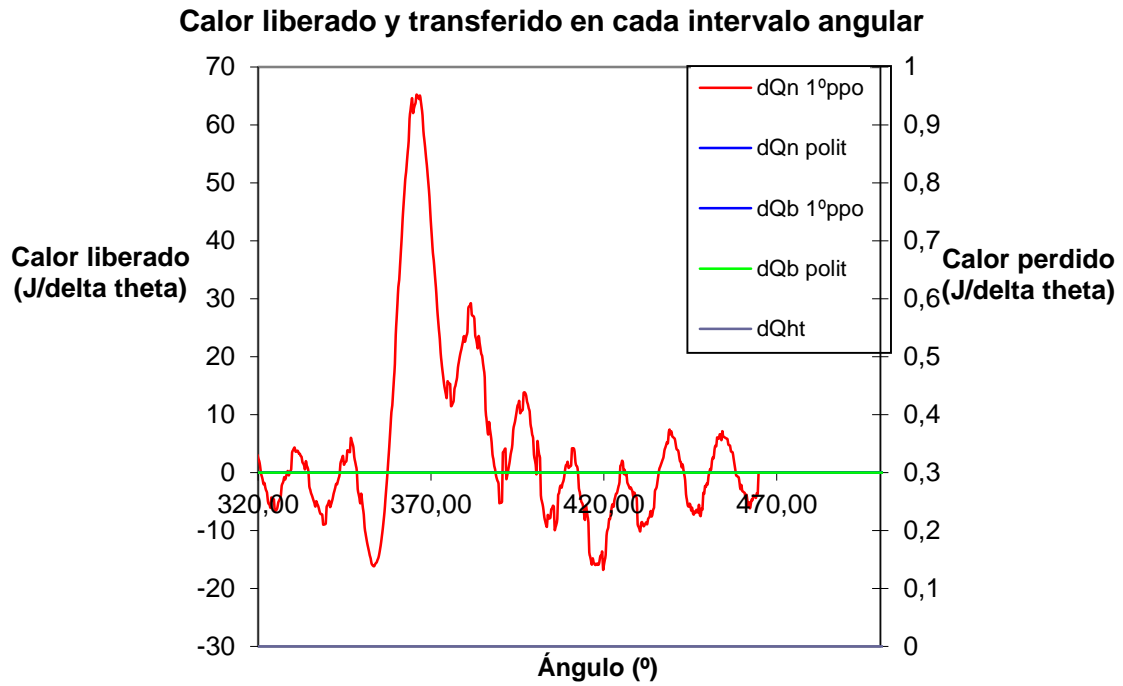


Figura A1.19. Calor liberado para el 25% de carga.

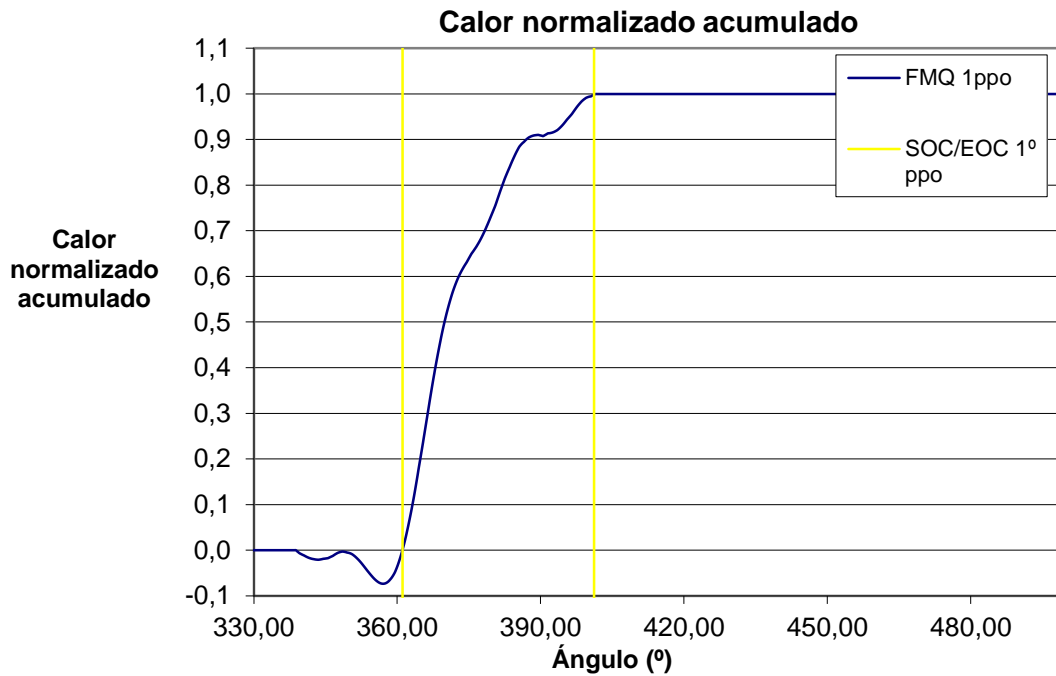


Figura A1.20. Calor normalizado acumulado para el 25% de carga.

A1.5. RESULTADOS Y GRÁFICOS OBTENIDOS PARA EL 10% DE CARGA.

RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS	
REFERENTES AL DIAGRAMA INDICADOR	
$p_{mi\ bruta}$ (bar)	1.87
$p_{mi\ bombeo}$ (bar)	-0.17
$p_{mi\ neta}$ (bar)	1.70
Rendimiento mecánico (%)	99
Exponente politrópico compresión	1.23
Exponente politrópico expansión	1.16
Presión máxima (bar)	27.46
Posición de pico presión maxima (° dPMS reno)	369.5
Presión de ignición (bar)	24.88
Relación $p_{ignición}/p_{boost}$	20.88
Máxima tasa incremento presión (bar°)	0.80
Posición máxima tasa incr. presión (° dPMS reno)	346.25
REFERENTES AL PROCESO DE COMBUSTIÓN	
	1° PPO. TERMODIN.
Máxima temperatura media del gas (K)	736
Posición de la temperatura pico (° dPMS reno)	373.75
Calor liberado combustible según consumo (kJ/ciclo-ci)	3.26
Calor liberado bruto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-ci)	1.78
Calor liberado neto en ángulo de combustión (kJ/ciclo-ci)	1.69
Calor transmitido paredes durante combustión (kJ/ciclo-ci)	0.09
Ángulo inicio combustión (° dPMS reno)	363.75
Ángulo para un 5 % de calor liberado (° dPMS reno)	366.25
Ángulo para un 10 % de calor liberado (° dPMS reno)	367.25
Ángulo para un 50 % de calor liberado (° dPMS reno)	385
Ángulo para un 90 % de calor liberado (° dPMS reno)	439.75
Ángulo para un 95 % de calor liberado (° dPMS reno)	439.75
Ángulo final combustión (° dPMS reno)	458.75
Duración de la combustión (°)	95

° dPMS reno: grados de ángulo de cigüeñal después del PMS situado entre las carreras de escape y admisión

Figura A1.21. Resumen de resultados para el 10% de carga.

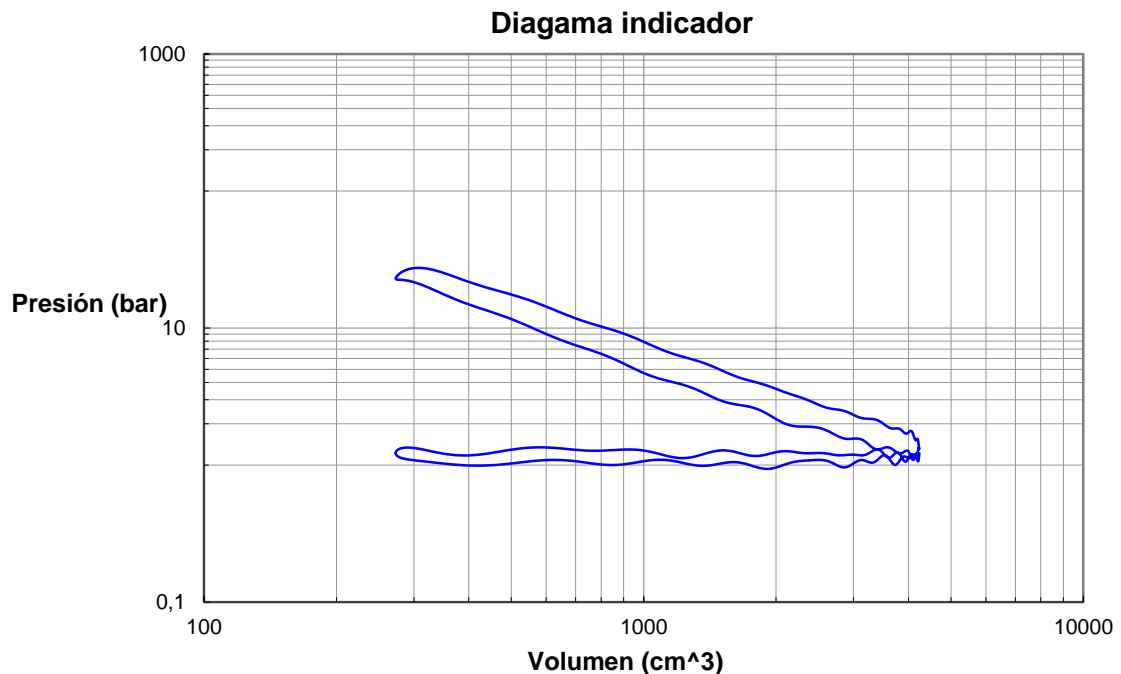


Figura A1.22. Diagrama indicador para el 10% de carga.

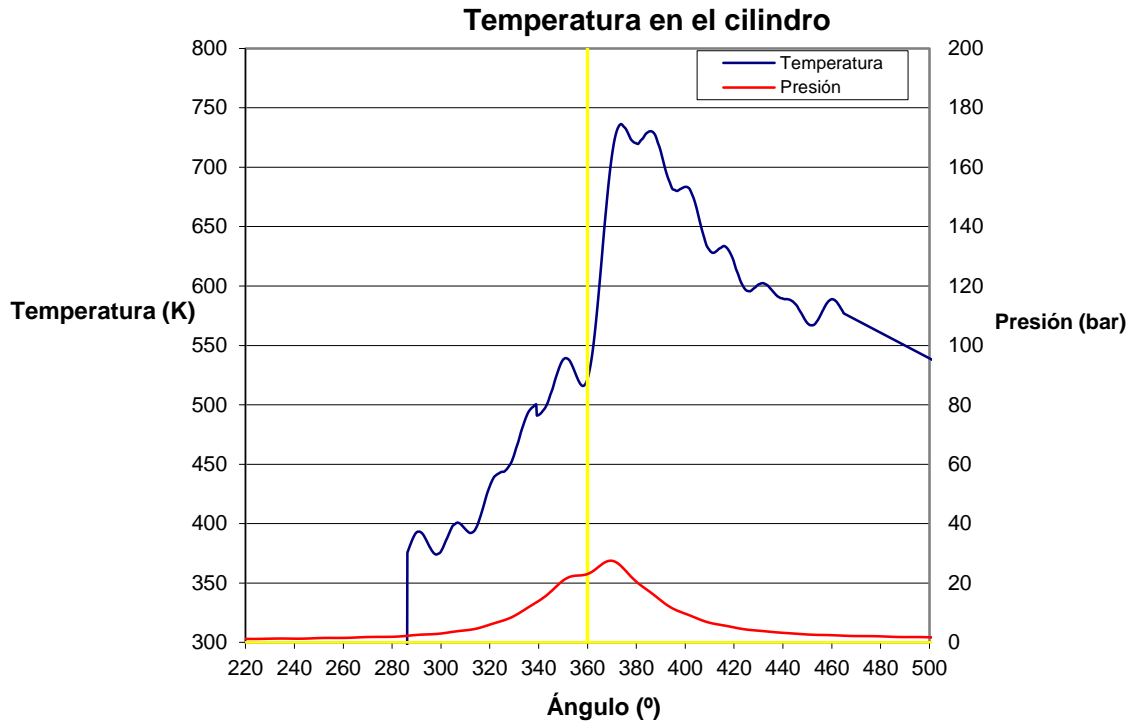


Figura A1.23. Temperatura en el cilindro para el 10% de carga.

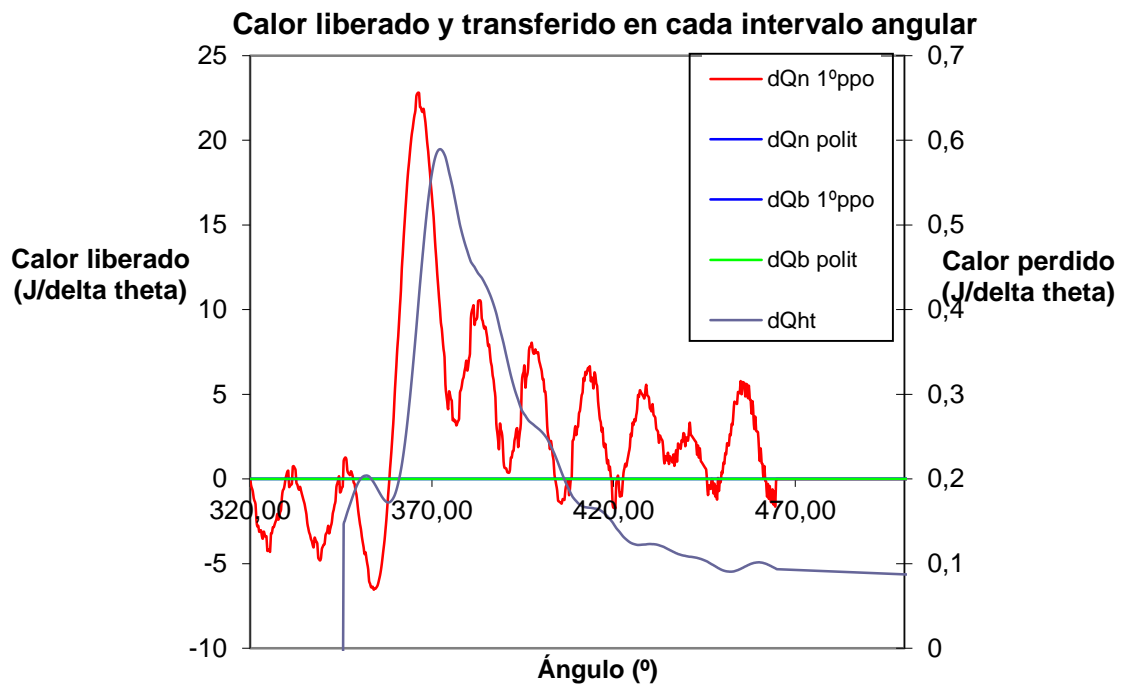


Figura A1.24. Calor liberado para el 10% de carga.

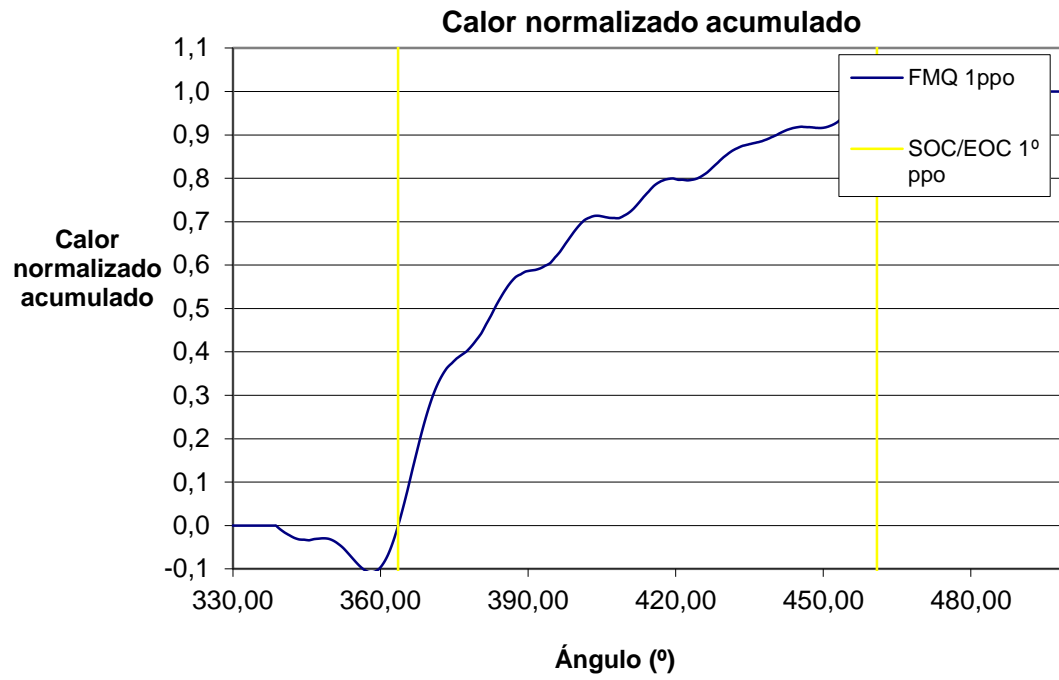


Figura A1.25. Calor normalizado acumulado para el 10% de carga.

**ANEXO II. USO DEL PROGRAMA ORIGINPRO 8. PROCESO
SEGUIDO PARA CALCULAR LAS LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR.**

A2.1. REGRESIÓN MÚLTIPLE NO LINEAL.

El objetivo de partida de cualquier tipo de regresión es ajustar una serie de puntos experimentales a una función que los caracterice mediante la determinación de los parámetros de la misma. Así, la regresión múltiple no lineal consiste en hallar los parámetros de la función con una correlación de la forma:

$$y = f(X, \theta) + \varepsilon$$

Ec. A1.1. Problema general de regresión no lineal múltiple

Siendo:

- Y: variable independiente a ajustar.
- $f(X, \theta)$: función que marca.
- X: conjunto de variables dependientes.
- θ : parámetros a determinar de la función.
- ε : error o residuo de la función.

Para buscar el mejor ajuste de estos parámetros se procede a calcular el valor del estadístico χ^2 , que marca la bondad del ajuste. Este valor se calcula como:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^n w_i \cdot (y_i - \hat{y}_i)^2$$

Ec. A1.2. Cálculo del estadístico χ^2

Siendo:

- χ^2 : valor del estadístico chi cuadrado.
- w_i : coeficiente de ponderación.
- y_i : datos experimentales.
- \hat{y}_i : datos calculados según la función.

El objetivo a conseguir es que el valor del parámetro estadístico sea mínimo, así lograremos el mejor ajuste.

A2.2. INFERENCIA ESTADÍSTICA EN REGRESIÓN MÚLTIPLE NO LINEAL.

Reducir el valor del estadístico χ^2 equivale a reducir los residuos, cuya expresión es:

$$RSS(X, \hat{\theta}) = \sum_{i=1}^n (Y_i - f(x_i, \hat{\theta}))$$

Ec. A1.3. Cálculo de los residuos.

Siendo:

- $RSS(X, \hat{\theta})$: valor del residuo según los parámetros estimados.
- $\hat{\theta}$: parámetros estimados.
- Y_i : valor de la variable dependiente experimental.
- $f(x_i, \hat{\theta})$: función de correlación con los parámetros estimados.
- x_i : valores de la variable independiente de la función.

Para estimar los intervalos en los que estimar el parámetro, se establecen dos métodos:

A. Modelo basado en simetría y tendencia asintótica (Asymptotic – Symmetry).

Este modelo plantea que los intervalos de confianza en los que se encuentran los parámetros óptimos para el ajuste se pueden calcular según la expresión:

$$\hat{\theta}_j \pm t_{(\alpha/2, n-p)} \cdot s_{\theta_j}$$

Ec. A1.4. Intervalo de confianza asociado al parámetro estimado.

- $\hat{\theta}_j$: Valor predicho de cada parámetro.
- $t_{(\alpha/2, n-p)}$: valor del estadístico T-Student.
- α : nivel de confianza.
- n : número de datos.
- p : número de parámetros a estimar.
- s_{θ_j} : varianza asociada al valor de cada parámetro.

B. Modelo basado en algoritmos de comparación (Model – Comparison).

El modelo basado en algoritmos de comparación se basa en calcular los extremos del intervalo de confianza equiparando el residuo en el parámetro estimado con el residuo evaluado en un valor estadístico hasta conseguir que el residuo estadístico quede por debajo.

$$RSS(\theta_j) = RSS\left(1 + F \cdot \frac{p}{n-p}\right)$$

Ec. A1.5. Comparación de residuos.

Siendo:

- $RSS(\theta_j)$: residuo calculado con el parámetro θ_j .
- θ_j : parámetro a ajustar.
- F : valor del test ANOVA asociado al parámetro θ_j .
- p : número de parámetros.
- n : número de datos.

A2.3. MANEJO DEL PROGRAMA ORIGINPRO 8. APLICACIÓN PARA EL CÁLCULO DE LAS FUNCIONES DE WIEBE.

A2.3.1. Creación de un archivo de función .FDF. Herramienta Fitting Function Organizer.

El fichero .FDF es el archivo donde irá ubicada la función que queremos que ajuste los datos experimentales. Este archivo se crea en el menú *TOOL > Fitting Function Organizer*.

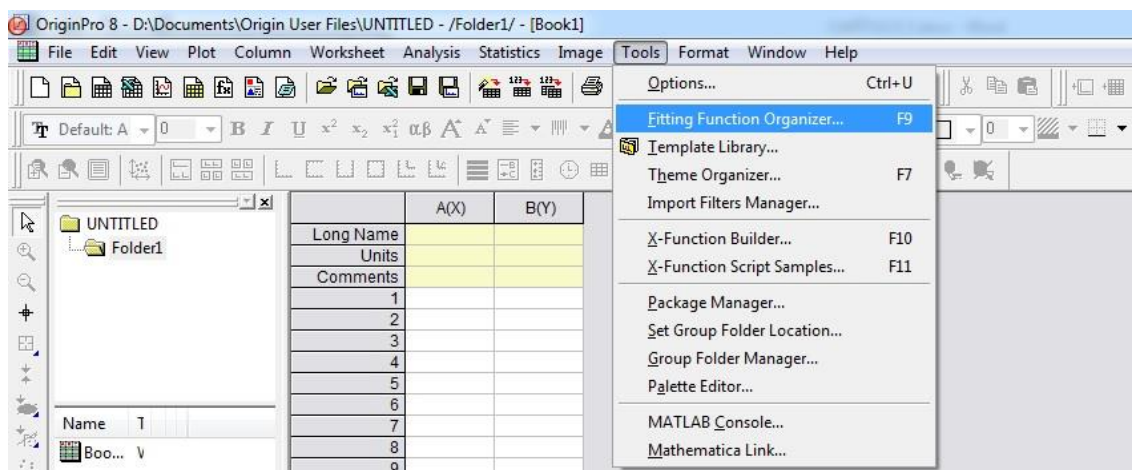


Figura A1.1. Acceso a la herramienta Fitting Function Organizer.

En esta aplicación introduciremos varios elementos para su uso posterior:

- **Function name:** título del archivo. *FDF*. Para buscarlo posteriormente es recomendable poner un nombre corto y conciso. Debajo del nombre está el directorio donde se guardará el archivo.
- **Brief Description:** breve descripción de la función. Si se usan varias correlaciones, es interesante reseñar alguna característica de ellas.
- **Function Type:** es la categoría de la función. *OriginPro 8* posee varias funciones preestablecidas (campanas de Gauss, funciones logarítmicas, de ondas...), si la función que utilicemos no está entre ellas (en nuestro caso la función de Wiebe no lo está) normalmente seleccionaremos *User Designed*.
- **Independent Variables:** variable independiente. En el caso que nos ocupa, el ángulo de giro del cigüeñal. Por defecto, se nombra con la letra 'x'.
- **Dependent Variables:** es la variable que queremos ajustar. El programa la nombra como 'y' por defecto; para nosotros será la FQL.
- **Parameter names:** nombres de los parámetros de la función a ajustar.

- **Function Form:** selecciona el tipo de sintaxis con el que se debe introducir la función. En la pestaña de abajo del menú *Fitting Function Organizer* nombrada como *Hints* aparecen ejemplos de la distinta sintaxis según lo seleccionado en *Function Form*.
- **Function:** función a ajustar. Su sintaxis debe ser la especificada en *Hints*, según lo escogido en *Function Form*. La función debe acabar en punto y coma ‘;’.
- **Parameter Settings:** es un resumen de lo que aparecerá en el archivo .FDF. Aquí no introduciremos ningún dato.
- **Parameter Initialization:** valores iniciales de los parámetros para comenzar las iteraciones. Cada valor que asignemos debe estar separado por punto y coma ‘;’. Aunque se puede cambiar después, habilitaremos la autoinicialización de parámetros pulsando *Enable Auto Initialization*.
- **Constraints:** restricciones que debe cumplir el modelo. Aquí introduciremos restricciones de igualdad y desigualdad entre parámetros. Para introducir intervalos o restricciones numéricas esperaremos a utilizar el menú de ajuste no lineal. Si queremos usarlas en nuestro ajuste, deberemos pulsar *Enable Linear Constraints*.

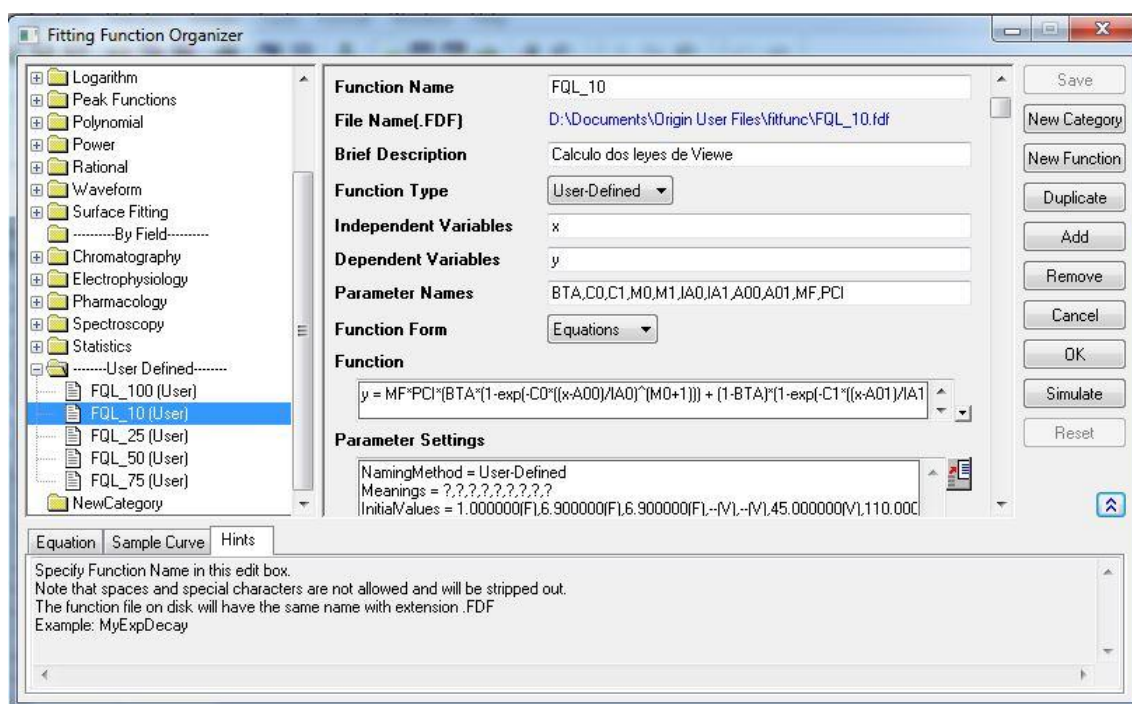


Figura A1.2. *Fitting Function Organizer*. Introducción de función y parámetros (I).

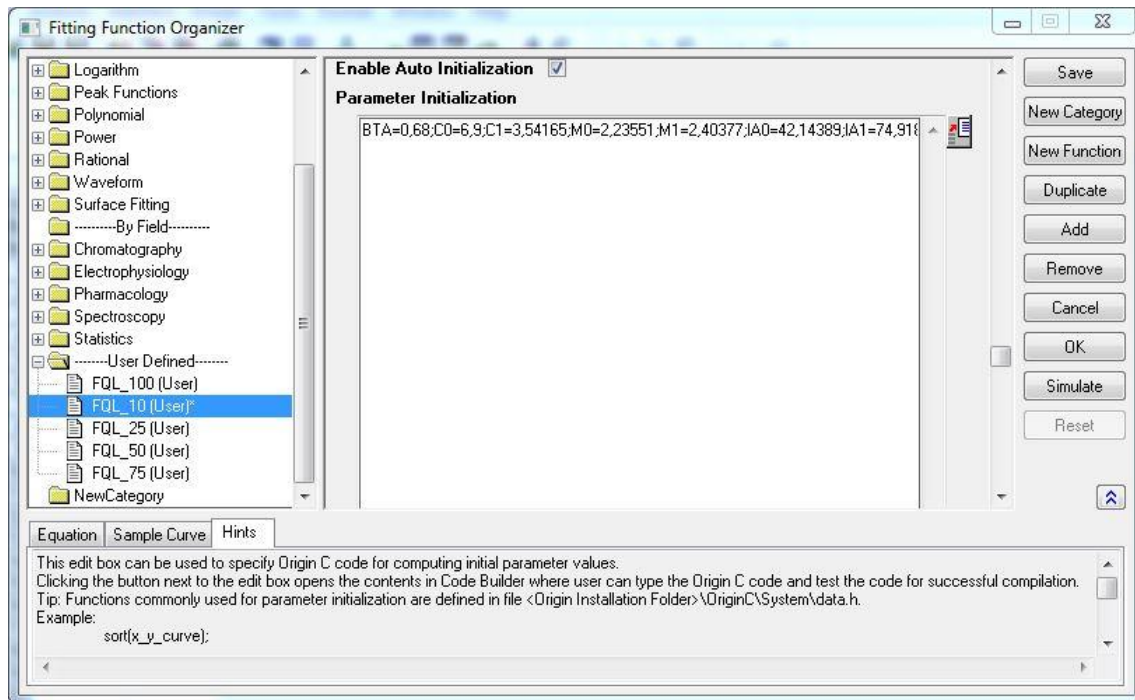


Figura A1.3. Fitting Function Organizer. Introducción de función y parámetros (II).

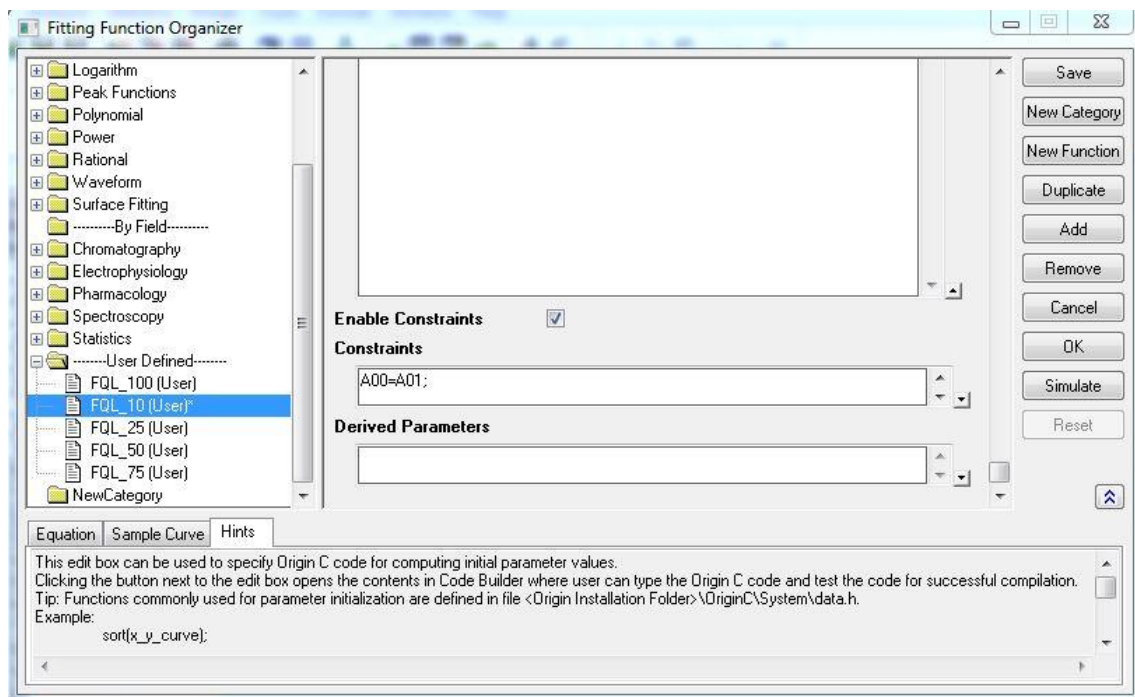


Figura A1.4. Fitting Function Organizer. Introducción de función y parámetros (III).

El menú de la derecha de la herramienta *Fitting Function Organizer* permite:

- **Save:** guardar el fichero *.FDF*.
- **New Category:** crea nuevas categorías de funciones para el usuario.
- **New function:** abrir un nuevo archivo en flanco *.FDF*.
- **Duplicate:** duplica el archivo *.FDF*. Ha sido muy útil en nuestro trabajo, ya que necesitábamos un archivo para cada punto de carga.
- **Add:** añade elementos de otro archivo *.FDF*.
- **Remove:** elimina elementos del archivo *.FDF* actual.
- **Cancel:** salir del menú *Fitting Function Organizer*.
- **OK:** rellenados los datos, salir del menú *Fitting Function Organizer*.
- **Simulate:** permite representar la función a ajustar.

Las pestañas de abajo son útiles a la hora de comprobar si estamos introduciendo la función correctamente:

- **Hints:** describe las acciones, sintaxis e instrucciones a introducir en cada campo.
- **Equation:** muestra la ecuación introducida.
- **Sample Curve:** muestra una simulación en pequeño de la ecuación introducida.

Para la aplicación que nos ocupa (ajustar las curvas FQL) la función de correlación a introducir es la ecuación de Wiebe:

$$FQL = mf \cdot PCI \cdot \left[\beta_0 \cdot \left(1 - e^{\left(-C_0 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta \alpha_0} \right)^{(m_0+1)} \right)} \right) + (1 - \beta_0) \cdot \left(1 - e^{\left(-C_1 \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_1}{\Delta \alpha_1} \right)^{(m_1+1)} \right)} \right) \right]$$

Ec. A1.6. Modelo de la curva FQL a introducir en Origin Pro.

Siendo:

- α : ángulo de giro del cigüeñal.
- $\Delta \alpha$: duración de cada una de las fases de la combustión.
- α_0 : ángulo inicial de la combustión.
- β : representa la ponderación o el peso de cada fase en el total del proceso de combustión.

- C: indica la fracción máxima de calor liberado que se puede producir en una fase.
- m: llamado parámetro de forma.
- mf: masa de combustible en el cilindro en kg/(ciclo-cilindro). Hallada mediante el consumo específico en el **Capítulo 1**.
- PCI: poder calorífico inferior del combustible, en J/Kg. Es un valor fijo y conocido, propio del combustible.

Para introducir la ecuación en el programa, nos hemos servido de la nomenclatura: β_0 =BTA, α_0 = AOO, α_1 = A01, $\Delta\alpha_0$ = IA0, $\Delta\alpha_1$ = IA1, M0, M0, C0, C1, 'x' pasará a ser el ángulo del cigüeñal (variable independiente) e 'y' la DFQL (variable dependiente).

A2.3.2. Introducción de los datos experimentales en OriginPro 8.

Una vez creados los archivos .FDF pasaremos a introducir los puntos experimentales. Desde un archivo de Excel podemos copiar los valores numéricos organizados por columnas. El programa permite también abrir un libro de Excel desde la opción **FILES > Open Excel**.

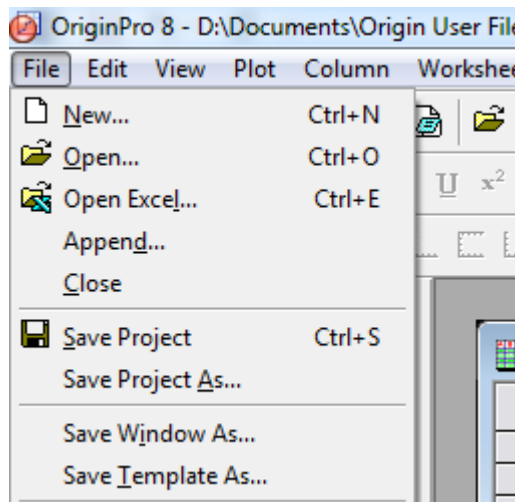
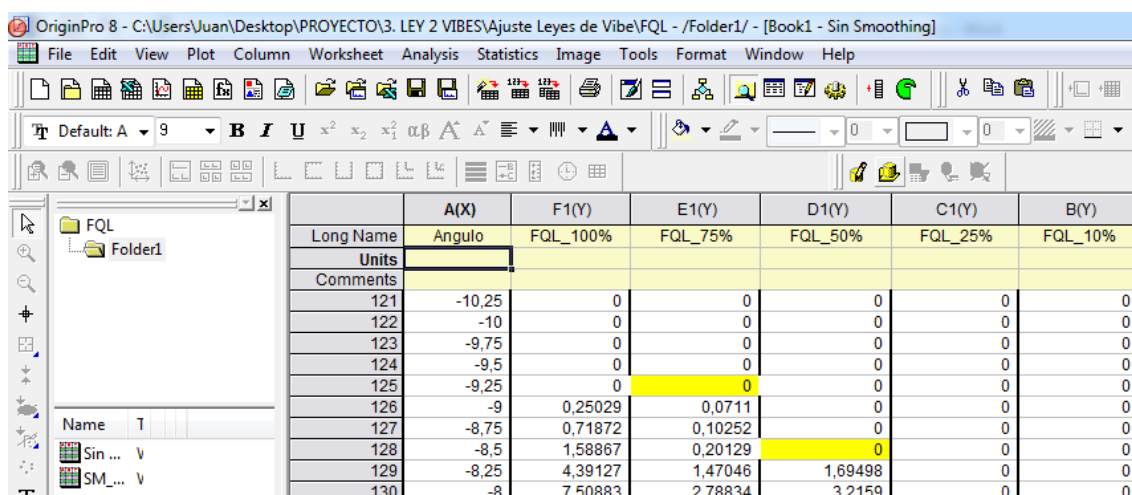


Figura A1.5. Apertura de un libro Excel en OriginPro 8.

OriginPro 8 organiza de inicio una columna para la variable independiente nombrada como A(X) y varias columnas para variables independientes nombradas como B(Y). Copiaremos el valor del ángulo de giro en la columna A(X) y las curvas FQL para cada carga en las columnas nombradas como B(Y), C(Y), D(Y), E(Y), F(Y).

El programa proporciona tres filas iniciales para especificar el nombre de las variables, sus unidades y comentarios sobre ellas. Estas tres filas no computarán en ningún cálculo posterior, son informativas.

Volviendo a la aplicación que nos ocupa, una vista de las DFQL experimentales introducidas en **OriginPro 8** se muestra a continuación:



	A(X)	F1(Y)	E1(Y)	D1(Y)	C1(Y)	B(Y)
Long Name	Angulo	FQL_100%	FQL_75%	FQL_50%	FQL_25%	FQL_10%
Units						
Comments						
121	-10,25	0	0	0	0	0
122	-10	0	0	0	0	0
123	-9,75	0	0	0	0	0
124	-9,5	0	0	0	0	0
125	-9,25	0	0	0	0	0
126	-9	0,25029	0,0711	0	0	0
127	-8,75	0,71872	0,10252	0	0	0
128	-8,5	1,58867	0,20129	0	0	0
129	-8,25	4,39127	1,47046	1,69498	0	0
130	-8	7,50883	2,78834	3,2159	0	0

Figura A1.6. Organización de datos en Origin Pro 8.

A2.3.3. Regresión lineal múltiple. Herramienta Nonlinear Curve Fit.

Con los datos introducidos en **Origin Pro 8**, para el ajuste de la curva seleccionaremos la herramienta *Nonlinear Curve Fit*, situada en **ANALYSIS > Fitting > Nonlinear Curve Fit**.

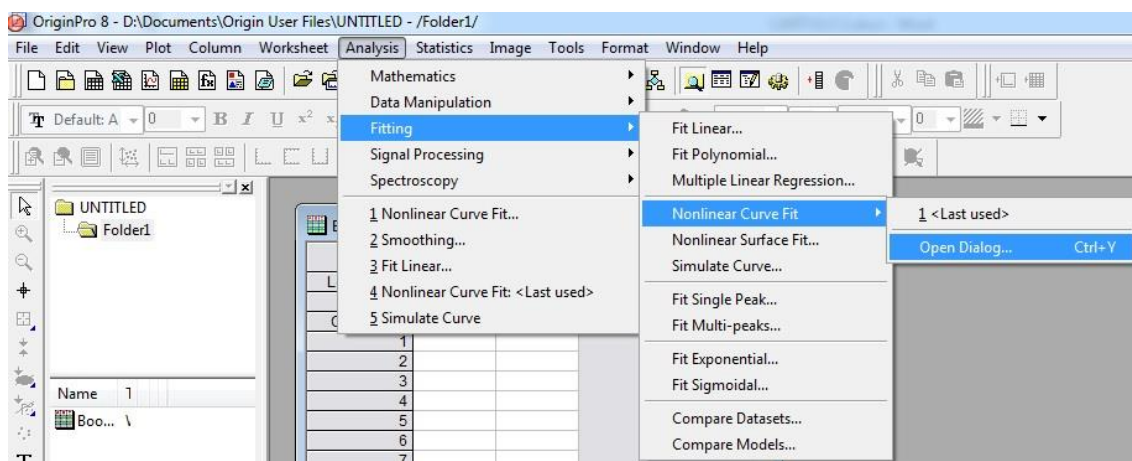


Figura A1.7. Acceso a Nonlinear Curve Fit.

Esta herramienta nos permite efectuar una regresión lineal múltiple a los datos experimentales ajustándolos a una función determinada. Una vez abierto el cuadro de opciones de esta herramienta, pasaremos a recorrer pestaña a pestaña las opciones que nos ofrece, rellenando o seleccionando en cada caso lo pedido. A continuación se detalla el contenido de cada pestaña:

- **Settings.** Aquí podremos seleccionar
 - *Function Selection:* fichero *.FDF* que utilizaremos para el ajuste.



Figura A1.8. Selección de la función en Nonlinear Curve Fit.

- **Data Selection:** opciones para la curva de ajuste. A pulsar en Input Data podremos seleccionar los datos requeridos sombreando en la hoja de introducción de datos.

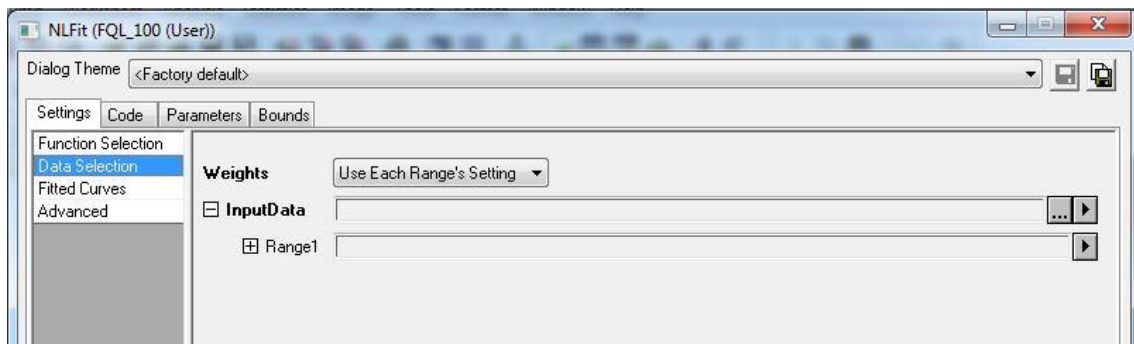


Figura A1.9. Selección de datos en Nonlinear Curve Fit.

- **Fitted Curves:** permite dibujar o no la curva después del ajuste y usar el mismo rango de valores que la variable independiente a ajustar.

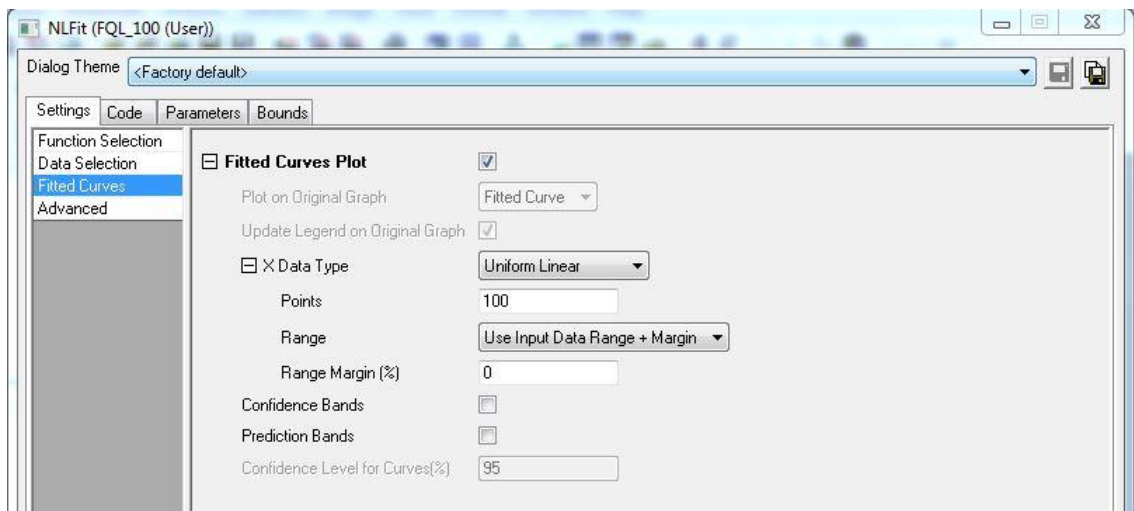


Figura A1.10. Opciones avanzadas en Nonlinear Curve Fit.

- **Advanced Settings:** aquí podremos seleccionar la tolerancia (valor mínimo que debe cumplir el estadístico χ^2), el máximo número de iteraciones o el proceso a seguir para reducir los residuos (asintótico-simétrico o basado en comparaciones). Nosotros hemos escogido un modelo basado en comparaciones.

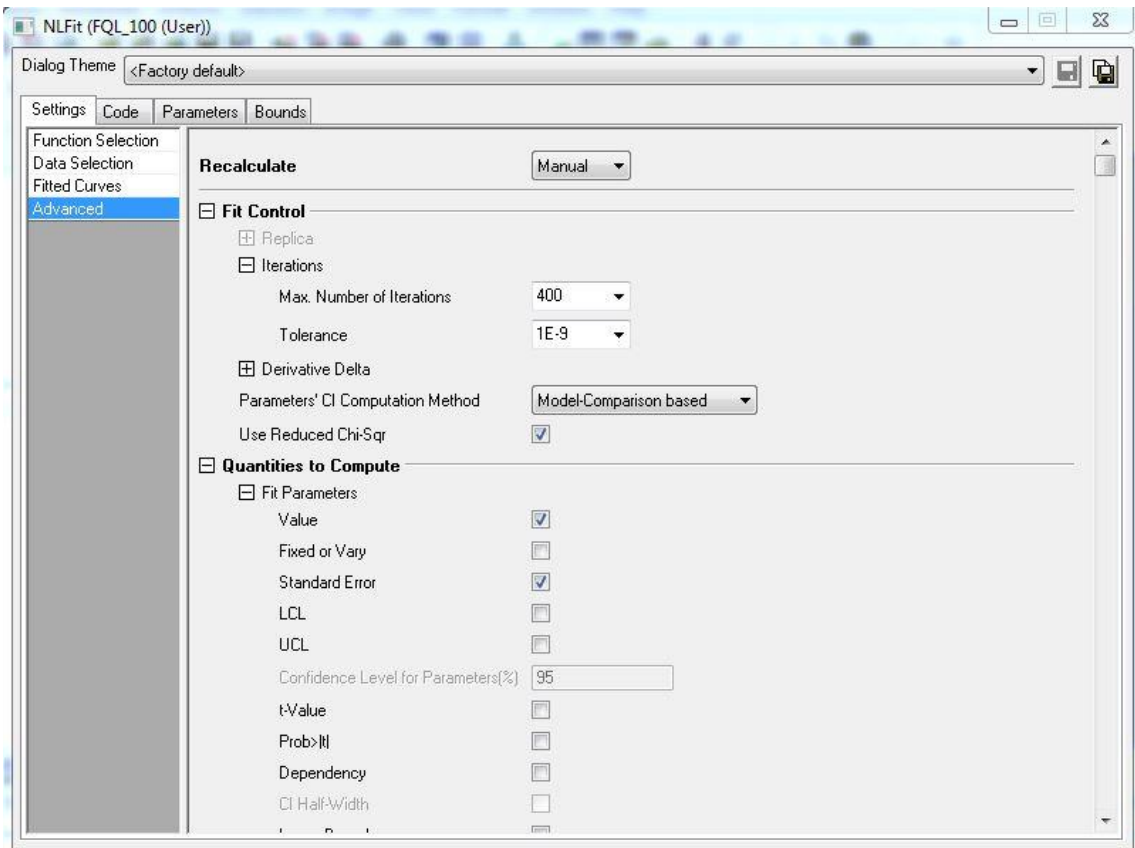


Figura A1.11. Selección del rango de datos de la curva ajustada en Nonlinear Curve Fit.

- **Code:** aquí se encuentran la función (*Function*) introducida en nuestro archivo *.FDF*, las restricciones (*Constraints*) y los valores iniciales de iteración (*Parameter Init*). Desde aquí se pueden modificar tanto la función como los valores iniciales y restricciones, teniendo en cuenta que si guardamos esta nueva configuración se modificará el archivo original *.FDF*. Si queremos habilitar el inicio de iteración desde estos puntos y el uso de restricciones deberemos habilitarlas pulsando *Enable Automatic Parameter Initialitation* y *Enable Linear Constraints*, respectivamente.

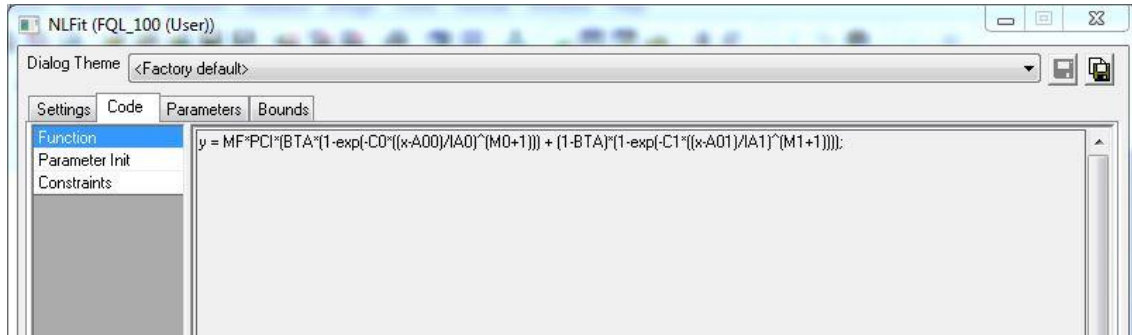


Figura A1.12. Función a ajustar en Nonlinear Curve Fit.

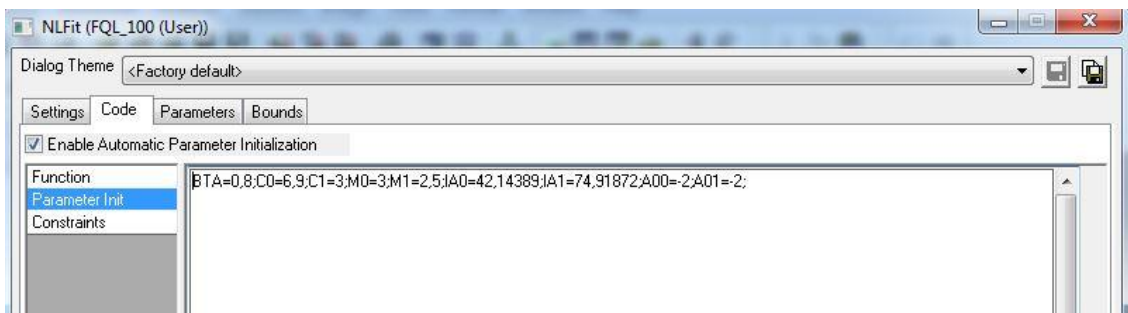


Figura A1.13. Inicialización de parámetros en Nonlinear Curve Fit.

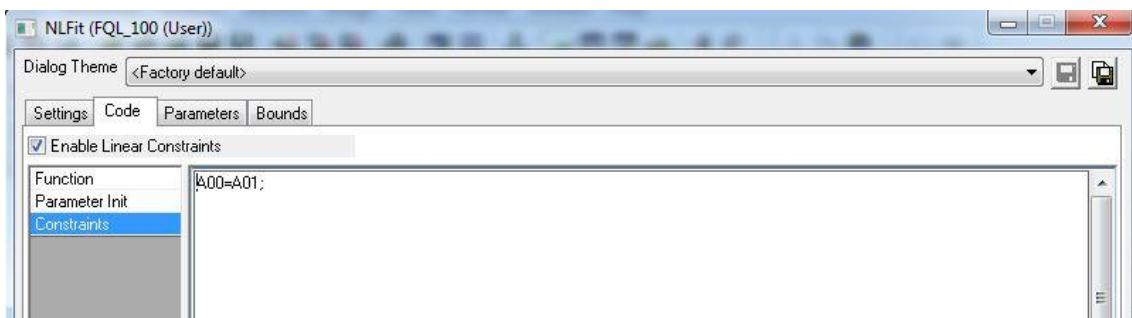


Figura A1.14. Restricciones en Nonlinear Curve Fit.

- **Parameters:** se muestra una lista de los parámetros de la función a ajustar. En este menú se pueden fijar los parámetros pulsando el cuadrado marcado como *Fixed* e introduciendo el valor deseado en la columna *Value*.

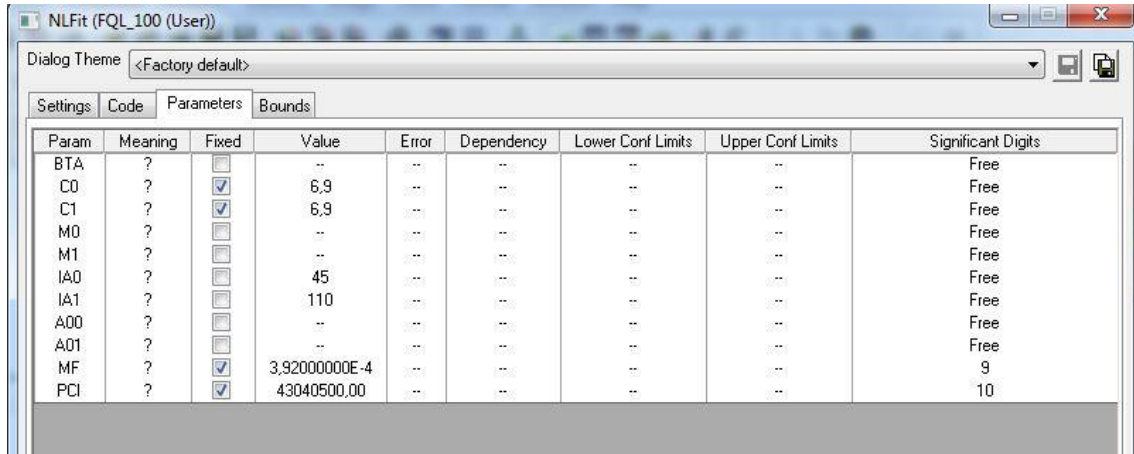


Figura A1.15. Pestaña Parameters en Nonlinear Curve Fit.

- **Bounds:** en este menú podemos introducir los intervalos entre los que oscilarán los valores de los parámetros. Aquí debemos introducir las restricciones de desigualdad numérica.

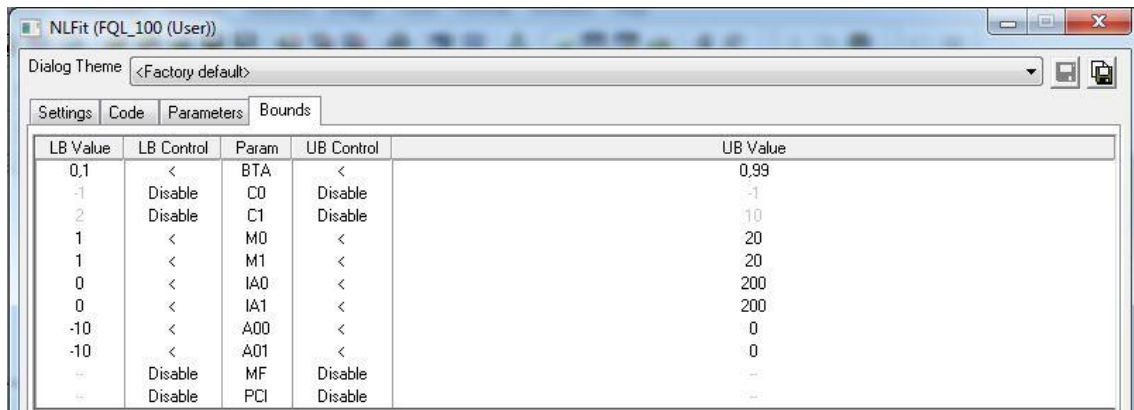


Figura A1.16. Pestaña Bounds en Nonlinear Curve Fit.

Una vez rellenados todos los campos, hacia la mitad del menú *Nonlinear Curve Fit* se encuentra el menú de acciones. Cada uno de los iconos representa lo siguiente:

- **Icono $f(x)$:** Abre la herramienta *Fitting Function Organizer*.
- **Icono de guardado:** modifica el fichero *.FDF* incluyendo las restricciones puestas en la pestaña *Bounds* y los valores fijados en *Parameters*.

- **Icono P:** hace que los valores de la pestaña *Parameters* vuelvan a ser los originales.
- **Icono S:** realiza una aproximación de los parámetros por el método simplex.
- **Icono χ^2 :** calcula el valor de este estadístico en la iteración actual.
- **Icono flecha (One Iteration):** realiza una iteración del proceso.
- **Icono dos flechas (Fit Till Converged):** comienza el proceso iterativo hasta encontrar una solución. Este proceso parará si un parámetro supera las restricciones o si no puede reducirse aún más el estadístico Chi-cuadrado.



Figura A1.17. Menú de acciones. De izquierda a derecha: Fitting Function Organizer, Guardar, Recargar parámetros iniciales de iteración, aplicación del método simplex, realización de un test chi-cuadrado, realizar una iteración e iterar hasta que los parámetros converjan (Fit till converged).

El proceso de iteración se puede controlar observando los mensajes que proporciona el programa. Estos mensajes se pueden ver en la pestaña situada abajo “Messages”. Acabada la iteración, también se puede ver una simulación de la curva ajustada a los datos en la pestaña “Fit Curve”. Para ver los parámetros una vez que el programa haya iterado, pulsaremos en la pestaña “Parameters”.

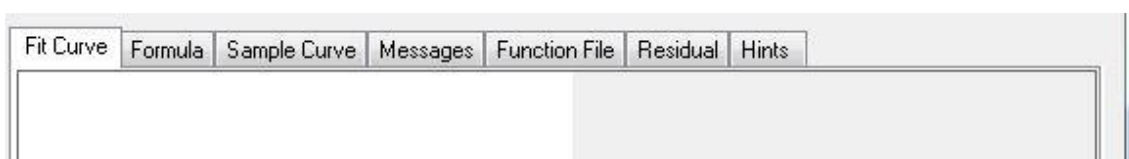


Figura A1.18. Pestañas de acciones del programa. En “Fit Curve” se puede ver la curva ajustada a los datos, “Formula” muestra la ecuación a ajustar, “Sample Curve” nos da una vista previa de la ecuación, “Messages” informa de las acciones del programa, “Function File” resume lo introducido en el fichero .FDF, “Residual muestra los residuos del ajuste y “Hints” describe las opciones que se seleccionen en las pestañas superiores.

Si los parámetros ajustados no corresponden a los buscados o queremos cambiar alguna restricción basta con que, acabado el proceso iterativo, modifiquemos en la pestaña pertinente lo que queremos cambiar, guardemos de nuevo el fichero y pulsemos otra vez en *Fit till converged*. Si queremos recargar los parámetros iniciales de iteración pulsaremos el icono marcado con una flecha circular y P.



Figura A1.19. Para recargar los parámetros iniciales se pulsa el icono marcado como "P".

Cuando tengamos los valores de los parámetros deseados, pulsamos en el botón *Fit* y, a continuación, en nuestra hoja de introducción de datos, se crearán dos nuevas páginas: una que resume los parámetros (*FitNL1*) y otra que proporciona los valores de la función ajustada en el mismo rango que los datos experimentales (*FitNL Curves*).

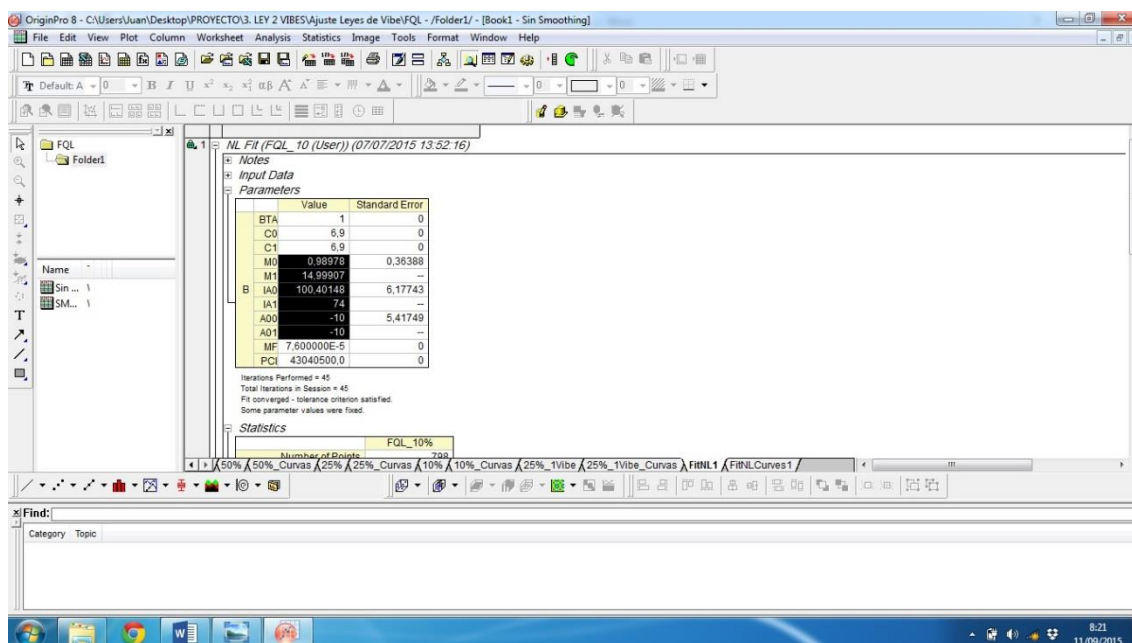


Figura 2.29. Las páginas nuevas creadas por el ajuste son *FitNL1* y *FitNLCurves1*. En la primera se muestran los resultados estadísticos, la segunda da los valores de la función ajustada según el rango de datos originales.

Una vez obtenidos los parámetros del ajuste procederemos a introducirlo en la hoja de cálculo de Excel para realizar las representaciones gráficas y de resultados expuestas en el **Capítulo 2**.

**ANEXO III. LEVANTAMIENTO DE LAS VÁLVULAS DE ADMISIÓN Y
ESCAPE CON RESPECTO AL GIRO DEL CIGÜEÑAL.**

A3.1. LEVANTAMIENTO DE LAS LEVAS Y VÁLVULA DE ADMISIÓN.

Los levantamientos de las levas y de la válvula se pueden encontrar en el archivo Excel **Lev_adm_esc.xlsx**. Como apuntamos en el **Capítulo 4**, los levantamientos de las válvulas se han calculado con los de leva y un factor multiplicativo de amplificación, mientras que los ángulos del cigüeñal son el doble que los de giro de la leva (el árbol de levas gira a la mitad de velocidad). Los valores estos levantamientos y ángulos son:

Ang. Leva (°)	Ang. Cigüeñal (°)	Levantamiento Leva (mm)	Levantamiento Válv. (mm)
2	650	0	0
3	652	0,001	0,00176
4	654	0,002	0,00352
5	656	0,005	0,0088
6	658	0,008	0,01408
7	660	0,011	0,01936
8	662	0,016	0,02816
9	664	0,021	0,03696
10	666	0,027	0,04752
11	668	0,034	0,05984
12	670	0,041	0,07216
13	672	0,049	0,08624
14	674	0,058	0,10208
15	676	0,067	0,11792
16	678	0,077	0,13552
17	680	0,087	0,15312
18	682	0,097	0,17072
19	684	0,108	0,19008
20	686	0,12	0,2112
21	688	0,131	0,23056
22	690	0,143	0,25168
23	692	0,155	0,2728
24	694	0,168	0,29568
25	696	0,18	0,3168
26	698	0,193	0,33968
27	700	0,205	0,3608
28	702	0,218	0,38368
29	704	0,234	0,41184
30	706	0,253	0,44528
31	708	0,278	0,48928
32	710	0,309	0,54384
33	712	0,349	0,61424
34	714	0,397	0,69872
35	716	0,456	0,80256
36	718	0,526	0,92576
37	0	0,607	1,06832

Ang. Leva (°)	Ang. Cigüeñal (°)	Levantamiento Leva (mm)	Levantamiento Válv. (mm)
38	2	0,701	1,23376
39	4	0,808	1,42208
40	6	0,926	1,62976
41	8	1,058	1,86208
42	10	1,201	2,11376
43	12	1,357	2,38832
44	14	1,523	2,68048
45	16	1,699	2,99024
46	18	1,884	3,31584
47	20	2,078	3,65728
48	22	2,277	4,00752
49	24	2,482	4,36832
50	26	2,69	4,7344
51	28	2,901	5,10576
52	30	3,112	5,47712
53	32	3,322	5,84672
54	34	3,53	6,2128
55	36	3,736	6,57536
56	38	3,939	6,93264
57	40	4,138	7,28288
58	42	4,333	7,62608
59	44	4,524	7,96224
60	46	4,711	8,29136
61	48	4,894	8,61344
62	50	5,072	8,92672
63	52	5,244	9,22944
64	54	5,411	9,52336
65	56	5,573	9,80848
66	58	5,729	10,08304
67	60	5,879	10,34704
68	62	6,023	10,60048
69	64	6,161	10,84336
70	66	6,292	11,07392
71	68	6,417	11,29392
72	70	6,536	11,50336
73	72	6,647	11,69872
74	74	6,752	11,88352
75	76	6,85	12,056
76	78	6,941	12,21616
77	80	7,026	12,36576
78	82	7,103	12,50128
79	84	7,173	12,62448
80	86	7,236	12,73536
81	88	7,293	12,83568

Ang. Leva (°)	Ang. Cigüeñal (°)	Levantamiento Leva (mm)	Levantamiento Válv. (mm)
82	90	7,342	12,92192
83	92	7,385	12,9976
84	94	7,42	13,0592
85	96	7,449	13,11024
86	98	7,472	13,15072
87	100	7,488	13,17888
88	102	7,497	13,19472
89	104	7,5	13,2
90	106	7,497	13,19472
91	108	7,488	13,17888
92	110	7,472	13,15072
93	112	7,451	13,11376
94	114	7,423	13,06448
95	116	7,39	13,0064
96	118	7,35	12,936
97	120	7,304	12,85504
98	122	7,253	12,76528
99	124	7,195	12,6632
100	126	7,132	12,55232
101	128	7,063	12,43088
102	130	6,988	12,29888
103	132	6,907	12,15632
104	134	6,821	12,00496
105	136	6,729	11,84304
106	138	6,632	11,67232
107	140	6,53	11,4928
108	142	6,422	11,30272
109	144	6,309	11,10384
110	146	6,191	10,89616
111	148	6,069	10,68144
112	150	5,941	10,45616
113	152	5,809	10,22384
114	154	5,672	9,98272
115	156	5,531	9,73456
116	158	5,386	9,47936
117	160	5,236	9,21536
118	162	5,082	8,94432
119	164	4,925	8,668
120	166	4,763	8,38288
121	168	4,599	8,09424
122	170	4,431	7,79856
123	172	4,261	7,49936
124	174	4,088	7,19488
125	176	3,914	6,88864

Ang. Leva (°)	Ang. Cigüeñal (°)	Levantamiento Leva (mm)	Levantamiento Válv. (mm)
126	178	3,738	6,57888
127	180	3,562	6,26912
128	182	3,385	5,9576
129	184	3,209	5,64784
130	186	3,032	5,33632
131	188	2,856	5,02656
132	190	2,679	4,71504
133	192	2,504	4,40704
134	194	2,332	4,10432
135	196	2,162	3,80512
136	198	1,996	3,51296
137	200	1,836	3,23136
138	202	1,681	2,95856
139	204	1,532	2,69632
140	206	1,391	2,44816
141	208	1,257	2,21232
142	210	1,131	1,99056
143	212	1,014	1,78464
144	214	0,906	1,59456
145	216	0,807	1,42032
146	218	0,717	1,26192
147	220	0,635	1,1176
148	222	0,563	0,99088
149	224	0,499	0,87824
150	226	0,443	0,77968
151	228	0,395	0,6952
152	230	0,354	0,62304
153	232	0,319	0,56144
154	234	0,291	0,51216
155	236	0,267	0,46992
156	238	0,247	0,43472
157	240	0,231	0,40656
158	242	0,217	0,38192
159	244	0,204	0,35904
160	246	0,191	0,33616
161	248	0,179	0,31504
162	250	0,166	0,29216
163	252	0,154	0,27104
164	254	0,142	0,24992
165	256	0,13	0,2288
166	258	0,118	0,20768
167	260	0,101	0,17776
168	262	0,096	0,16896
169	264	0,085	0,1496

Ang. Leva (º)	Ang. Cigüeñal (º)	Levantamiento Leva (mm)	Levantamiento Válv. (mm)
170	266	0,075	0,132
171	268	0,066	0,11616
172	270	0,057	0,10032
173	272	0,048	0,08448
174	274	0,04	0,0704
175	276	0,033	0,05808
176	278	0,027	0,04752
177	280	0,021	0,03696
178	282	0,015	0,0264
179	284	0,011	0,01936
180	286	0,007	0,01232
181	288	0,004	0,00704
182	290	0,002	0,00352
183	292	0,001	0,00176
184	294	0	0

Figura A3.1. Levantamientos y ángulos de válvula y levas, válvula de admisión.

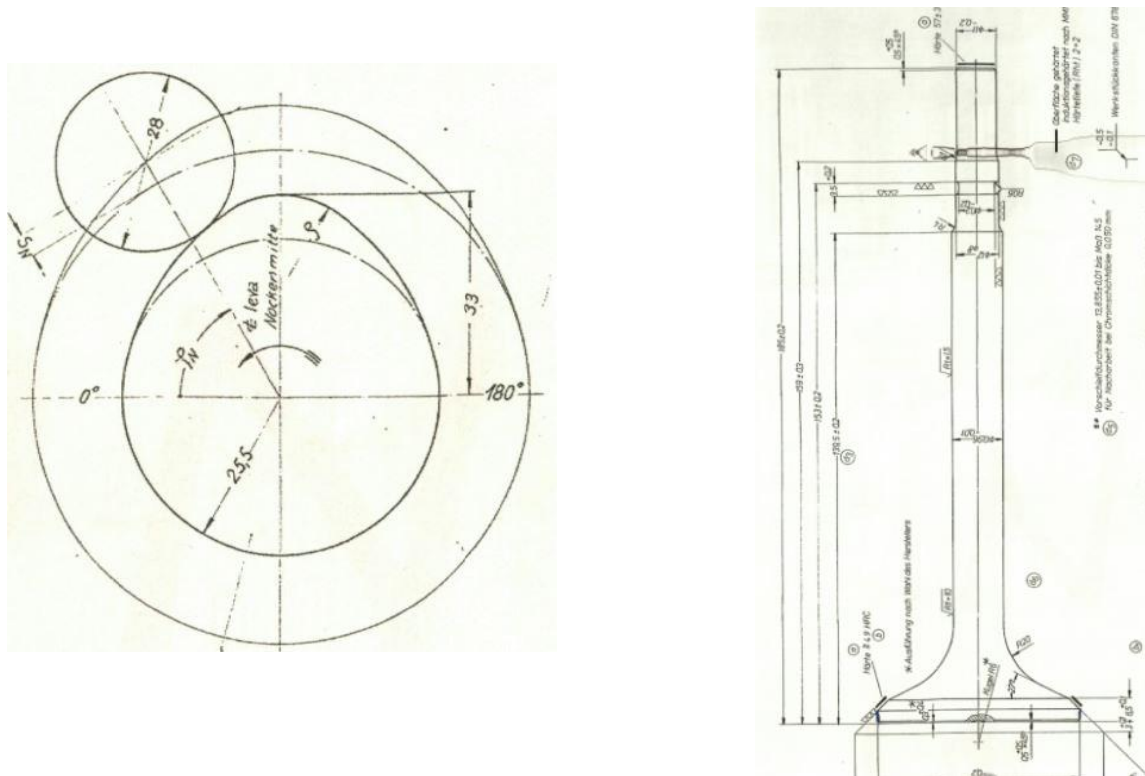


Figura A3.2. Perfil de leva y válvula de admisión.

A3.2. LEVANTAMIENTO DE LAS LEVAS Y VÁLVULA DE ESCAPE.

Los levantamientos de las levas y de la válvula se pueden encontrar en el archivo Excel **Lev_adm_esc.xlsx**. Como apuntamos en el **Capítulo 4**, los levantamientos de las válvulas se han calculado con los de leva y un factor multiplicativo de amplificación, mientras que los ángulos del cigüeñal son el doble que los de giro de la leva (el árbol de levas gira a la mitad de velocidad). Los valores estos levantamientos y ángulos son:

Ang. Leva (°)	Ang. Cigüeñal (°)	Levantamiento Leva (mm)	Levantamiento Válv. (mm)
0	426	0	0
1	428	0,001	0,001814
2	430	0,004	0,007256
3	432	0,007	0,012698
4	434	0,012	0,021768
5	436	0,018	0,032652
6	438	0,025	0,04535
7	440	0,033	0,059862
8	442	0,042	0,076188
9	444	0,053	0,096142
10	446	0,064	0,116096
11	448	0,076	0,137864
12	450	0,089	0,161446
13	452	0,102	0,185028
14	454	0,117	0,212238
15	456	0,132	0,239448
16	458	0,148	0,268472
17	460	0,165	0,29931
18	462	0,182	0,330148
19	464	0,199	0,360986
20	466	0,217	0,393638
21	468	0,236	0,428104
22	470	0,254	0,460756
23	472	0,273	0,495222
24	474	0,292	0,529688
25	476	0,311	0,564154
26	478	0,33	0,59862
27	480	0,352	0,638528
28	482	0,378	0,685692
29	484	0,408	0,740112
30	486	0,444	0,805416
31	488	0,488	0,885232
32	490	0,54	0,97956
33	492	0,601	1,090214
34	494	0,672	1,219008
35	496	0,753	1,365942

Ang. Leva (°)	Ang. Cigüeñal (°)	Levantamiento Leva (mm)	Levantamiento Válv. (mm)
36	498	0,846	1,534644
37	500	0,949	1,721486
38	502	1,064	1,930096
39	504	1,189	2,156846
40	506	1,325	2,40355
41	508	1,472	2,670208
42	510	1,628	2,953192
43	512	1,793	3,252502
44	514	1,966	3,566324
45	516	2,146	3,892844
46	518	2,332	4,230248
47	520	2,522	4,574908
48	522	2,715	4,92501
49	524	2,91	5,27874
50	526	3,105	5,63247
51	528	3,3	5,9862
52	530	3,493	6,336302
53	532	3,684	6,682776
54	534	3,873	7,025622
55	536	4,058	7,361212
56	538	4,241	7,693174
57	540	4,42	8,01788
58	542	4,595	8,33533
59	544	4,767	8,647338
60	546	4,935	8,95209
61	548	5,098	9,247772
62	550	5,258	9,538012
63	552	5,412	9,817368
64	554	5,562	10,089468
65	556	5,707	10,352498
66	558	5,847	10,606458
67	560	5,982	10,851348
68	562	6,111	11,085354
69	564	6,235	11,31029
70	566	6,354	11,526156
71	568	6,467	11,731138
72	570	6,574	11,925236
73	572	6,676	12,110264
74	574	6,771	12,282594
75	576	6,861	12,445854
76	578	6,945	12,59823
77	580	7,023	12,739722
78	582	7,095	12,87033
79	584	7,161	12,990054

Ang. Leva (°)	Ang. Cigüeñal (°)	Levantamiento Leva (mm)	Levantamiento Válv. (mm)
80	586	7,221	13,098894
81	588	7,275	13,19685
82	590	7,323	13,283922
83	592	7,365	13,36011
84	594	7,401	13,425414
85	596	7,432	13,481648
86	598	7,457	13,526998
87	600	7,476	13,561464
88	602	7,489	13,585046
89	604	7,497	13,599558
90	606	7,5	13,605
91	608	7,497	13,599558
92	610	7,489	13,585046
93	612	7,476	13,561464
94	614	7,458	13,528812
95	616	7,434	13,485276
96	618	7,405	13,43267
97	620	7,371	13,370994
98	622	7,332	13,300248
99	624	7,288	13,220432
100	626	7,238	13,129732
101	628	7,184	13,031776
102	630	7,124	12,922936
103	632	7,06	12,80684
104	634	6,99	12,67986
105	636	6,916	12,545624
106	638	6,837	12,402318
107	640	6,752	12,248128
108	642	6,664	12,088496
109	644	6,57	11,91798
110	646	6,472	11,740208
111	648	6,37	11,55518
112	650	6,263	11,361082
113	652	6,152	11,159728
114	654	6,036	10,949304
115	656	5,916	10,731624
116	658	5,792	10,506688
117	660	5,665	10,27631
118	662	5,533	10,036862
119	664	5,397	9,790158
120	666	5,258	9,538012
121	668	5,115	9,27861
122	670	4,969	9,013766
123	672	4,819	8,741666

Ang. Leva (°)	Ang. Cigüeñal (°)	Levantamiento Leva (mm)	Levantamiento Válv. (mm)
124	674	4,665	8,46231
125	676	4,509	8,179326
126	678	4,349	7,889086
127	680	4,187	7,595218
128	682	4,023	7,297722
129	684	3,856	6,994784
130	686	3,688	6,690032
131	688	3,518	6,381652
132	690	3,347	6,071458
133	692	3,176	5,761264
134	694	3,005	5,45107
135	696	2,833	5,139062
136	698	2,661	4,827054
137	700	2,49	4,51686
138	702	2,319	4,206666
139	704	2,15	3,9001
140	706	1,984	3,598976
141	708	1,822	3,305108
142	710	1,666	3,022124
143	712	1,516	2,750024
144	714	1,374	2,492436
145	716	1,241	2,251174
146	718	1,116	2,024424
147	0	1,001	1,815814
148	2	0,896	1,625344
149	4	0,801	1,453014
150	6	0,717	1,300638
151	8	0,642	1,164588
152	10	0,576	1,044864
153	12	0,52	0,94328
154	14	0,472	0,856208
155	16	0,432	0,783648
156	18	0,398	0,721972
157	20	0,37	0,67118
158	22	0,346	0,627644
159	24	0,325	0,58955
160	26	0,305	0,55327
161	28	0,287	0,520618
162	30	0,268	0,486152
163	32	0,249	0,451686
164	34	0,231	0,419034
165	36	0,212	0,384568
166	38	0,195	0,35373
167	40	0,177	0,321078

Ang. Leva (°)	Ang. Cigüeñal (°)	Levantamiento Leva (mm)	Levantamiento Válv. (mm)
168	42	0,16	0,29024
169	44	0,144	0,261216
170	46	0,128	0,232192
171	48	0,113	0,204982
172	50	0,099	0,179586
173	52	0,085	0,15419
174	54	0,072	0,130608
175	56	0,06	0,10884
176	58	0,05	0,0907
177	60	0,04	0,07256
178	62	0,031	0,056234
179	64	0,023	0,041722
180	66	0,016	0,029024
181	68	0,011	0,019954
182	70	0,006	0,010884
183	72	0,003	0,005442
184	74	0,001	0,001814
185	76	0	0

Figura A3.3. Levantamientos y ángulos de válvula y levas para la válvula de escape.

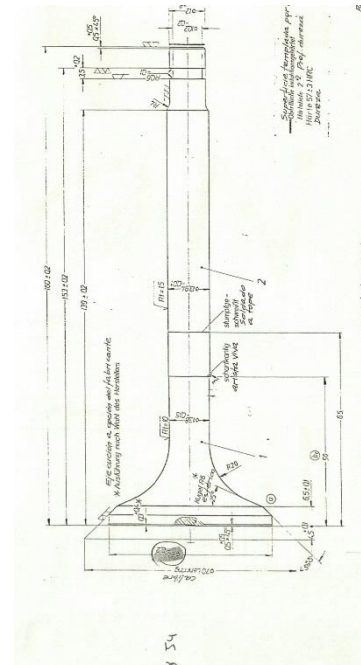
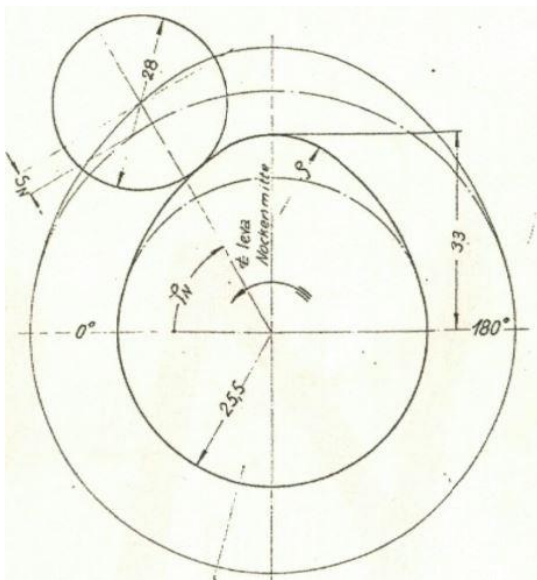


Figura A3.4. Perfil de leva y válvula de escape.